

Návrh pohonu mobilní vrtné soupravy pro malé hloubky

Bakalářská práce

Studijní program: B 2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 - Strojní inženýrství

Autor: **Trung Hai Vu**

Vedoucí práce: doc. Ing. Michal Petrů Ph.D



Design of the mobile drilling rig for small depths

Bachelor thesis

Study programme: B2301 – Mechanical engineering
Study branch: 2301R000 – Mechanical engineering

Author: **Trung Hai Vu**

Supervisor: doc. Ing. Michal Petrů Ph.D





Zadání bakalářské práce

Návrh pohonu mobilní vrtné soupravy pro malé hloubky

Jméno a příjmení: **Trung Hai Vu**
Osobní číslo: **S18000373**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Zadávající katedra: **Katedra částí a mechanismů strojů**
Akademický rok: **2018/2019**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte pohon mobilní vrtné soupravy s výkonem 9,3 kW, maximální otáčky vrtáku 360 ot./min. s možností redukce na 180 ot./min. Do konstrukce umístěte řemenový převod, Celou konstrukci umístěte na svařovaný rám.

1. Představení úkolu
2. Průzkum potencionálních řešení
3. Vypracování 3D sestavy pohonu, výkresové dokumentace sestavy a vybraných dílů
4. Výpočtová zpráva
5. Závěrečné zhodnocení





Rozsah grafických prací: přílohy dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 50
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická



Seznam odborné literatury:

- [1] Pešík, L.: Části strojů. 1. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-938-4
- [2] Pešík, L.: Části strojů. 2. díl. Liberec, TU 2005. ISBN 80-7083-939-2
- [3] Moravec V.: Konstrukce strojů a zařízení 2. čelní ozubená kola. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2001, 291 s.
- [4] Mrkvica I.: Současné trendy v obrábění ozubených kol. Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011, 120 s.
- [5] Leinveber, J., Vávra, P.: Strojnické tabulky. Albra, Úvaly 2005. ISBN 80-736-01-6
- [6] Bureš M.: Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol. Skriptum TU Liberec Ediční středisko 2006.
- [7] Normy pro návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol ČSN 014686-4 nebo ČSN ISO 6336-5 (014687) Výpočet únosnosti čelních ozubených kol s přímými a šikmými zuby – několik dílů, nebo ANSI/AGMA 20010B88, 2001-C95 nebo normou 2001-D04, nebo ANSI/AGMA 908-B89.
- [8] Normy pro mezní úchytky a tolerance ozubených kol a soukolí ČSN 014682 nebo novější ČSN ISO 1328-1 Čelní ozubená kola – Soustava přesnosti ISO a ČSN 01 4676 – Ozubená kola – Měření ozubených kol čelních se šikmými zuby, nl [9] Výpočetní programy AutoDESK- Mechsoft, KISS SOFT, MITCALc,
- [10] Databáze knihovny TUL

Vedoucí práce: Ing. Rudolf Martonka, Ph.D.
Katedra částí a mechanismů strojů

Datum zadání práce: 5. února 2019

Předpokládaný termín odevzdání: 5. srpna 2020

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

V Liberci 5. února 2019



prof. Ing. Ladislav Ševčík, CSc.
vedoucí katedry





Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:





Poděkování

Velké poděkování patří panu Ing. Rudolfovi Martonkovi Ph.D za ochotu, vstřícnost a rady při zpracování této práce. Také bych chtěl poděkovat panu Martinovi Lindauerovi z firmy Baugeo, specializující se na půdní vrtání, za úvod do půdního vrtání a případné připomínky ohledně vrtacích strojů. Největší poděkování patří rodině, která mi byla po celou studia oporou.



Abstrakt

Tato práce je zaměřena na návrh a konstrukci pohonné jednotky mobilní vrtné soustavy pro půdní vrtání, která je uložena posuvně na lafetě. Lafeta je připojena k hydraulické ruce s otočným základem. Tato sestava je uložena na nákladní automobil. V úvodu a teoretické části je popsána charakteristika půdních vrtacích strojů a technologie vrtání. Součástí bakalářské práce je i 3D model vrtací části stroje (pohonná jednotka s lafetou), výpočtovou zprávou a výkresy vybraných dílů. Ve výpočtové zprávě je i kontrola výstupní hřídele metodou konečných prvků provedenou v systémovém prostředí Autodesk Inventor 2017.

Klíčová slova

Pohonná jednotka, vrtná hlava, převodovka, ozubené soukolí, hřídele, ložiska, pera, řemenový převod.

Abstract

This thesis there is focused on design and construction a power unit of drilling rig for drilling to earth with implating on welded leaded frame The power unit moving is tranfered. Leaded frame is connected to hydraulical hand with rotating basement. This assembly is instaled on truck. In beginning a theoretical part there are describings of the earth drillling technologies and describing its machines. This thesis consists of the 3D model of drilling rig (power unit with leaded frame, calculation report and drawings of chosen parts. In the calculation report there is a control calculation by the finite element method in a system enviroment Autodesk Inventor 2017.

Keywords

Power unit, drilling head, transmission, gears, shalfts, bearings, handles, belts.



Obsah

Seznam zkratek.....	10
1 Úvod do technologií půdního vrtání.....	15
1.1 Rozdělení technologie půdního vrtání.....	15
1.1.1 Podle použití vrtacího nástroje.....	15
1.1.2 Podle použití dalších zařízení pro zvýšení efektivity vrtání.....	16
1.1.3 Podle použití přípravné operace.....	17
1.1.4 Podle hloubky.....	17
1.1.6 Další rozdělení půdního vrtání:.....	18
2 Úvod do vrtacích strojů.....	19
2.1 Rozdělení vrtných souprav.....	23
2.1.1 podle způsobu přepravy.....	23
2.1.2 Podle způsobu přenosu kroutícího momentu.....	23
3 Cíl práce.....	24
4 Vlastní konstrukce.....	24
4.1 Hydromotor.....	25
4.2 Synchronní spojka.....	25
4.3 Kuželová třecí spojka.....	26
4.4 Převodovka.....	26
5 Výpočtová zpráva.....	27
5.1 Výpočet úvodních hodnot.....	27
5.2 Čelní soukolí se šikmými zuby.....	28
5.2.1 Bez redukce.....	28
5.2.2 Redukce:.....	30
5.3 Řemenový převod.....	32
5.3.1. Návrh řemenového převodu.....	32
5.3.2. Výpočet sil.....	33
5.3.2.1 Bez redukce.....	33
5.3.2.2 Redukce.....	34
5.4 Hřídele.....	34
5.4.1 Vstupní hřídel:.....	35
5.4.1.1 Zatížení hřídele bez redukce otáček.....	35
5.4.1.2 Zatížení hřídele redukcí otáček.....	37
5.4.2 Výstupní hřídel.....	39
5.4.2.1 Zatížení hřídele bez redukce otáček.....	40
5.4.2.2 Zatížení hřídele redukcí otáček.....	42
5.4.3 Hřídel pod hnanou řemenicí.....	45
5.4.3.1 Zatížení hřídele bez redukce otáček.....	45
5.4.3.2. Zatížení hřídele redukcí otáček.....	46
5.5 Návrhy minimálních průměrů hřídelí:.....	48
5.5.1 Vstupní hřídel.....	48
5.5.2 Výstupní hřídel.....	48
5.5.3 Hřídel pod hnanou řemenicí.....	49
5.5.4 Drážkovaná hřídel na výstupní hřídeli pro synchronní spojku.....	49
5.5.5 Drážkovaná hřídel na vstupní hřídeli.....	49
5.6. Další návrhy.....	50





5.6.1 Návrh třecí spojky.....	50
5.6.1.1 Návrh pružiny tlačné šroubovitě vinuté:.....	50
5.6.2 Návrh průměru pojistných kolíků.....	51
5.7 Kontrola hřídelí.....	51
5.7.1 Vstupní hřídel.....	52
5.7.2 Výstupní hřídel.....	54
5.7.3 Hřídel pod hnanou řemenicí.....	56
5.8 Spojení těsnými pery.....	59
5.8.1 Návrh per.....	59
5.8.1.1 Vstupní hřídel.....	59
5.8.1.2 Výstupní hřídel.....	60
5.8.1.3 Hřídel pod hnanou řemenicí.....	60
5.9 Ložiska.....	60
5.9.1 Vstupní hřídel.....	61
5.9.2 Výstupní hřídel.....	62
5.9.3 Hřídel s řetězovým kolem hnaným.....	65
6 Kontrolní analýza hřídelí pomocí MKP (FEM) metody na výstupní hřídeli.....	65
7 Konstrukce celého pohonu s vodícím rámem.....	68
7.1 Integrovaný mechanický převod.....	68
7.2 Převodová skříň.....	68
7.3 3D model převodovky.....	69
7.4. Konstrukce vrtného pohonu.....	69
8 Ekonomické zhodnocení.....	70
9 Závěr.....	71
Seznam příloh.....	72
Seznam zdrojů.....	72
Seznam webových zdrojů.....	72
Seznam odkazů.....	73



Seznam zkratk

Značka	Název	Jednotka
a	Osová vzdálenost řemenového převodu	mm
a_n	Osová vzdálenost náhradních ozubených kol	mm
b	Šířka ozubení	mm
b	Šířka stykové kuželové plochy	mm
b	Šířka těsného pera	mm
b_{wF}	Aktivní šířka ozubení použitá pro návrh ozubených soukolí na dotyk	mm
b_{wH}	Aktivní šířka ozubení použitá pro návrh ozubených soukolí na ohyb	mm
c	Vzdálenost ložiska od ozubeného kola	mm
d	průměr kolíku	mm
d	Patní průměr drážkování	mm
d	Vzdálenost mezi ozubenými koly	mm
d_{a1}	Hlavový průměr pastorku (případ bez redukce)	mm
d_{a2}	Hlavový průměr kola (případ bez redukce)	mm
d_{a3}	Hlavový průměr pastorku (případ redukce)	mm
d_{a4}	Hlavový průměr kola (případ redukce)	mm
d_{b1}	Základní průměr pastorku (případ bez redukce)	mm
d_{b2}	Základní průměr kola (případ bez redukce)	mm
d_{b3}	Základní průměr pastorku (případ redukce)	mm
d_{b4}	Základní průměr kola (případ redukce)	mm
d_{f1}	Patní průměr pastorku (případ bez redukce)	mm
d_{f2}	Patní průměr kola (případ bez redukce)	mm
d_{f3}	Patní průměr pastorku (případ redukce)	mm
d_{f4}	Patní průměr kola (případ redukce)	mm
d_i	Přibližný průměr drátu pružiny	mm
d_{i+1}	Zpřesněný průměr drátu pružiny	mm
d_m	Střední průměr kuželové plochy třecí spojky	mm
d_1	Průměr roztečné kružnice pastorku (pro návrh mt)	mm
d_1	Průměr roztečné kružnice pastorku (rozměry) pro případ bez redukce	mm
d_2	Průměr roztečné kružnice kola (rozměry) pro případ bez redukce	mm
d_3	Průměr roztečné kružnice pastorku (rozměry) pro případ redukce	mm
d_4	Průměr roztečné kružnice kola (rozměry) pro případ redukce	mm
d_5	Roztečný průměr hnací řemenice	mm
d_6	Roztečný průměr hnané řemenice	mm
d_7	Minimální průměr vstupní hřídele	mm

$d_7 \rightarrow d_{11}$	Průměry vstupní hřídele v kritických místech	mm
d_{12}	Minimální průměr výstupní hřídele	mm
$d_{12} \rightarrow d_{15}$	Průměry výstupní hřídele v kritických místech	mm
d_{16}	Minimální průměr hřídele pod hnanou řemenicí	mm
$d_{16} \rightarrow d_{17}$	Průměry hřídele pod hnanou řemenicí v kritických místech	mm
f	Součinitel tření mezi řemenem a řemenicí	-
f	Součinitel tření v kuželové stykové ploše	-
f^*	Účinná plocha drážkování	mm ²
f_h	Pomocný součinitel pro výpočet roztečné kružnice pastorku	-
f_k	Součinitel v klínové drážce	-
f_z	Pomocný součinitel pro výpočet modulu	-
g	Vzdálenost ložiska od hnací řemenice	mm
h	Výška pera	mm
i	Poměr vinutí pružiny	-
i_c	Celkové převodové číslo pro případ bez redukce	-
$I_{c(0,5)}$	Celkové převodové číslo pro případ redukce	-
i_ξ	Převodové číslo čelního soukolí pro případ bez redukce	-
$I_{\xi(0,5)}$	Převodové číslo čelního soukolí pro případ redukce	-
i_f	Převodové číslo řemenového převodu	-
i_p	Počet paralelně řazených pružin	-
k	Předpokládaná tuhost pružiny	N/mm
k	Skutečná tuhost pružiny	N/mm
k	Vzdálenost ložiska od hnané řemenice	mm
k_c	Celková bezpečnost v únavě	-
k_{co}	Dílčí bezpečnost únavě v ohybu	-
k_{ck}	Dílčí bezpečnost únavě v krutu	-
k_{kII}	Dílčí bezpečnost v krutu při míjivém namáhání	-
k_{oII}	Dílčí bezpečnost v ohybu při míjivém namáhání	-
k_{prII}	Dílčí bezpečnost v tlaku při míjivém namáhání	-
k_{II}	Celková bezpečnost v při míjivém namáhání	-
l	Vzdálenost ložiska od hnané řemenice	mm
l	Minimální délka drážkování	mm
l_p	Požadovaná délka drážky pro pero v hřídeli	mm
m	Exponent pro návrh ložisek (typ valivých tělísek)	-
m_n	Normálový modul	mm
m_t	Modul v tečné rovině	mm
n	Počet činných závitů	-
n_M	Střední otáčky	1/min
n_1	Otáčky vstupní hřídele	1/min
n_2	Otáčky výstupní hřídele pro případ bez redukce	1/min
$n_{2(0,5)}$	Otáčky výstupní hřídele pro případ redukce	1/min
n_3	Otáčky hnané řemenice pro případ bez redukce	1/min
$n_{3(0,5)}$	Otáčky hnané řemenice pro případ redukce	1/min
p	Tlak v kuželové styčné ploše	MPa

p	Exponent pro výpočet ekvivalentního zatížení ložiska	-
p_D	Dovolený tlak pro spoj těsným perem	MPa
p_D	Dovolený tlak pro spoj drážkováním	MPa
p_t	Rozteč v tečné rovině	mm
p_{tb}	Základní rozteč v tečné rovině	mm
$p_{1max.}$	Maximální tlak v otvoru hřídele	MPa
p_2	Tlak v plochách mezi hřídelí a nábojem	MPa
q	Střední hodnota součinitelů vrubové citlivosti pro ohyb	-
q_1	Součinitel citlivosti použitý pro kontrolu na ohyb	-
q_2	Součinitel citlivosti použitý pro kontrolu na krut	-
q_1	Časový podíl zatížení ložisek bez redukce na vstupní hřídeli	-
q_2	Časový podíl zatížení ložisek bez redukce na výstupní hřídeli	-
$q_{2(0,5)}$	Časový podíl zatížení ložisek redukce na výstupní hřídeli	-
q_3	Časový podíl zatížení ložisek bez redukce na hřídeli pod hnanou řemenicí	-
$q_{3(0,5)}$	Časový podíl zatížení ložisek redukce na hřídeli pod hnanou řemenicí	-
r	Poloměr zaoblení	mm
r_{an1}	Hlavový poloměr náhradního kola pastorku (bez redukce)	mm
r_{an2}	Hlavový poloměr náhradního kola (bez redukce)	mm
r_{an3}	Hlavový poloměr náhradního kola pastorku (redukce)	mm
r_{an4}	Hlavový poloměr náhradního kola (bez redukce)	mm
r_{bn1}	Základní poloměr náhradního kola pastorku (bez redukce)	mm
r_{bn2}	Základní poloměr náhradního kola (bez redukce)	mm
r_{bn3}	Základní poloměr náhradního kola pastorku (redukce)	mm
r_{bn4}	Základní poloměr náhradního kola (redukce)	mm
r_1	Roztečný poloměr pastorku pro případ bez redukce	mm
r_2	Roztečný poloměr kola pro případ bez redukce	mm
r_3	Roztečný poloměr pastorku pro případ redukce	mm
r_4	Roztečný poloměr kola pro případ redukce	mm
r_5	Roztečný poloměr hnací řemenice	mm
r_6	Roztečný poloměr hnané řemenice	mm
u	Převodové číslo použité pro návrh ozubených kol	-
z_1	Počet zubů pastorku pro případ bez redukce	-
z_2	Počet zubů kola pro případ bez redukce	-
z_3	Počet zubů pastorku pro případ redukce	-
z_4	Počet zubů kola pro případ redukce	-
D	Hlavový průměr drážkování	mm
D	Vnější průměr náboje	mm

F	Tečná síla působící na kuželovou styčnou plochu	N
F_a	Síla potřebná k rozepnutí třecí spojky	N
F_a	Axiální složka reakce použitá v návrhu ložisek (bez redukce)	N
$F_{a(0,5)}$	Axiální složka reakce použitá v návrhu ložisek (redukce)	N
F_{ai}	Tlačná síla působící na pružinu	N
F_{a1}	Axiální složka tečné síly z pastorku (bez redukce)	N
F_{a2}	Axiální složka tečné síly z kola (bez redukce)	N
F_{a3}	Axiální složka tečné síly z pastorku (redukce)	N
F_{a4}	Axiální složka tečné síly z kola (redukce)	N
F_{o5}	Odstředivá síla (bez redukce)	N
$F_{o5(0,5)}$	Odstředivá síla (redukce)	N
F_r	Radiální složka reakce použitá pro návrh ložisek (bez redukce)	N
$F_{r(0,5)}$	Radiální složka reakce použitá pro návrh ložisek (redukce)	N
F_{r1}	Radiální složka síly z pastorku (bez redukce)	N
F_{r2}	Radiální složka síly z kola (redukce)	N
F_{r3}	Radiální složka síly z pastorku (redukce)	N
F_{r4}	Radiální složka síly z kola (bez redukce)	N
F_{t1}	Tečná síla z pastorku (bez redukce)	N
F_{t2}	Tečná síla z kola (redukce)	N
F_{t3}	Tečná síla z pastorku (redukce)	N
F_{t4}	Tečná síla z kola (redukce)	N
F_{t5}	Tečná síla z hnací řemenice (bez redukce)	N
$F_{t5(0,5)}$	Tečná síla z hnací řemenice (redukce)	N
F_{vR}	Síla zatěžující hřídel (bez redukce)	N
$F_{vR(0,5)}$	Síla zatěžující hřídel (redukce)	N
F_{VRy}	Složka síly zatěžující hřídel v ose y (bez redukce)	N
$F_{VRy(0,5)}$	Složka síly zatěžující hřídel v ose y (redukce)	N
F_{VRz}	Složka síly zatěžující hřídel v ose z (bez redukce)	N
$F_{VRz(0,5)}$	Složka síly zatěžující hřídel v ose z (redukce)	N
F_{v5}	Síla v tažné větvi řemenového převodu (bez redukce)	N
$F_{v5(0,5)}$	Síla v tažné větvi řemenového převodu (redukce)	N
F_{v6}	Síla v odlehčené větvi řemenového převodu (bez redukce)	N
K	Wahlův korekční součinitel	-
K_A	Součinitel vnějších dynamických sil	-
K_F	Součinitel přídavných zatížení pro výpočet na ohyb	-
K_H	Součinitel přídavných zatížení pro výpočet na dotyk	-
K_{Hp}	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu po šířce pro výpočet na dotyk	-

L_a	Vnější délka řemene	mm
L_p	Minimální délka drážky pro pero v náboji	mm
L_p	Výpočtová délka řemene	mm
L_0	Původní délka pružiny	mm
M_{k1}	Krouticí moment na vstupní hřídeli	Nmm
M_{k2}	Krouticí moment na výstupní hřídeli (bez redukce)	Nmm
$M_{k2(0,5)}$	Krouticí moment na výstupní hřídeli (redukce)	Nmm
M_{k3}	Krouticí moment na hřídeli pod hnanou řemenicí (bez redukce)	Nmm
$M_{k3(0,5)}$	Krouticí moment na hřídeli pod hnanou řemenicí (redukce)	N
M_{o1}	Ohybový moment na vstupní hřídeli	Nmm
M_{o2}	Ohybový moment na výstupní hřídeli (bez redukce)	Nmm
$M_{o2(0,5)}$	Ohybový moment na výstupní hřídeli (redukce)	Nmm
M_{o3}	Ohybový moment na hřídeli pod hnaným kolem (bez redukce)	Nmm
$M_{o3(0,5)}$	Ohybový moment na hřídeli pod hnaným kolem (redukce)	Nmm
P_M	Hodnota ekvivalentního zatížení ložiska s ohledem na časové podíly a zatížení ložisek při jednotlivých rychlostních stupních	N
$P_1 \rightarrow P_{12}$	Jednotlivá ekvivalentní zatížení ložisek při jednotlivých rychlostních stupních	N
Ray	Složka reakce v uložení A v ose Y	N
Raz	Složka reakce v uložení A v ose Z	N
Rbx	Složka reakce v uložení B v ose X	N
Rby	Složka reakce v uložení B v ose Y	N
Rbz	Složka reakce v uložení B v ose Z	N
Rcy	Složka reakce v uložení C v ose Y	N
Rcz	Složka reakce v uložení C v ose Z	N
Rdx	Složka reakce v uložení D v ose X	N
Rdy	Složka reakce v uložení D v ose Y	N
Rdz	Složka reakce v uložení D v ose Z	N
R_c	Mez kluzu vybraného materiálu	N
R_m	Mez pevnosti v tahu vybraného materiálu	N
Rmy	Složka reakce v uložení M v ose Y	N
Rmz	Složka reakce v uložení M v ose Z	N
Rnx	Složka reakce v uložení N v ose X	N
Rny	Složka reakce v uložení N v ose Y	N
Rnz	Složka reakce v uložení N v ose Z	N
T_1	Krouticí moment působící na pastorek při jednotlivých rychlostních stupních	Nmm
α_k	Tvarový součinitel pro krut	-
α_n	Úhel záběru ozubených soukolí	°
α_o	Tvarový součinitel pro ohyb	-
α_t	Úhel záběru ozubených soukolí v tečných rovinách	°

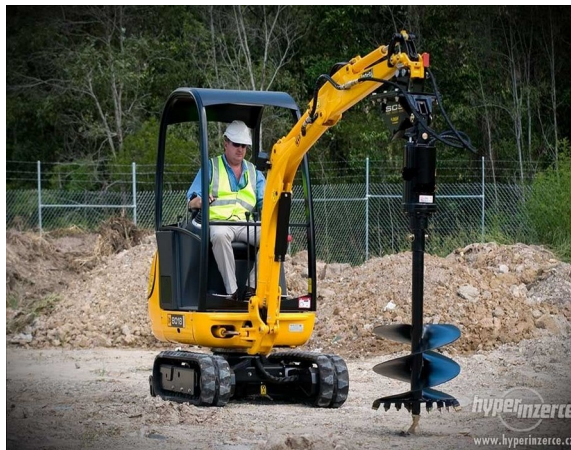
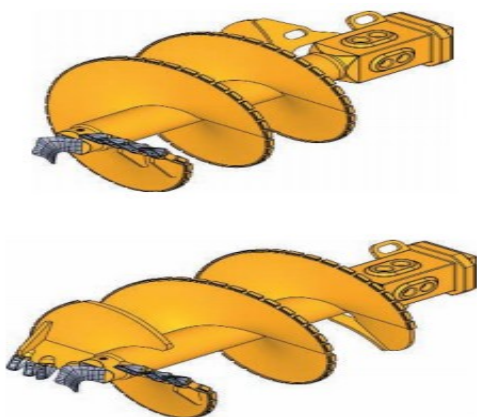
α_1	Úhel opásání na hnací řemenici	°
α_2	Úhel opásání na hnané řemenici	°
β	Úhel sklonu zubu	°
β	Úhel potřebný pro návrh řemenové převodu	°
β	Vrubový součinitel	-
ε	Celkový součinitel záběru ozubených soukolí	-
ε_α	Součinitel záběru ozubených kol v záběrové přímce	-
ε_β	Součinitel záběru ozubených kol v šířkách ozubených kol	-
ε_{mo}	Součinitel velikosti součásti pro ohyb	-
ε_{mk}	Součinitel velikosti součásti pro krut	-
ε_p	Součinitel jakosti povrchu součásti v místě vrubu	-
ζ	Měrný skluz řemenové převodu	-
σ_F	Ohybové napětí v nebezpečném průřezu patě zubu	MPa
σ_{Flim}	Mez únavy v ohybu odpovídající počtu cyklů	MPa
σ_{Hlim}	Mez únavy v dotyku odpovídající počtu cyklů	MPa
σ_{HP}	Přípustné napětí v dotyku	MPa
$\sigma_{O(skut)}$	Skutečná mez únavy součásti v místě vrubu pro ohyb	MPa
σ_o	Ohybové napětí v místech napětí	MPa
σ_p	Tlakové napětí	MPa
τ_k	Napětí v krutu hřídele v místě příčného kruhového otvoru	MPa
$\tau_{k1} \rightarrow \tau_{k20}$	Jednotlivá napětí v krutu v místech vrubů	MPa
$\tau_{k(skut)}$	Skutečná mez únavy součásti v místě vrubu pro krut	MPa
φ	Úhel klínové drážky	°
Ψ_L	Poměr šířky ozubení k délce površky roztečného kužele	-
Ψ_d	Poměr šířky ozubení k střednímu průměru	-
Ψ_m	Poměr šířky ozubení k střednímu modulu	-
ω	Úhlová rychlost výstupní hřídele hydromotoru	rad/s
ΔL	Rozdíl délek řemene	mm

1 Úvod do technologií půdního vrtání

1.1 Rozdělení technologie půdního vrtání

1.1.1 Podle použití vrtacího nástroje - Zde záleží na druhu podloží.

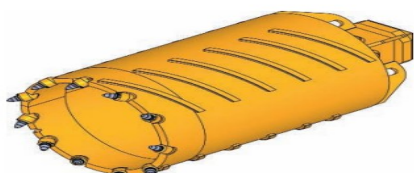
Suché – Přední část vrtáku narušuje odebíraný materiál. Ten je šroubovicí na vrtáku dopravován na povrch.



Obr. 1.1 – 3D model půdního spirálovitého vrtáku od firmy Bauer - vlevo [24]

Obr. 1.2 – Půdní vrták připojený k malému rypadlu - vpravo [25]

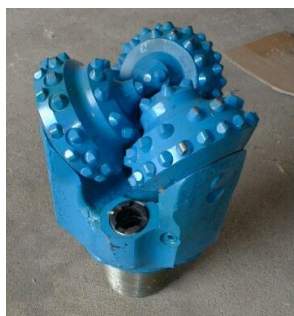
Jádrové – Vrták tvarem připomínající trubku zakončenou hlavicí (vrtací korunkou) odebírá materiál pouze v místě záběru hrotu nástroje a materiálu. Uvnitř vrtáku dochází k pýchování materiálu. Materiál uložený uvnitř je přerušovanou rotací vrtáku či poklepnutím kladiva odstraněn.



Obr. 1.3 – 3D model půdního jádrového vrtáku od firmy Bauer – vlevo [26]

Obr. 1.4. - Jádrový vrták od firmy Bauer – vpravo [27]

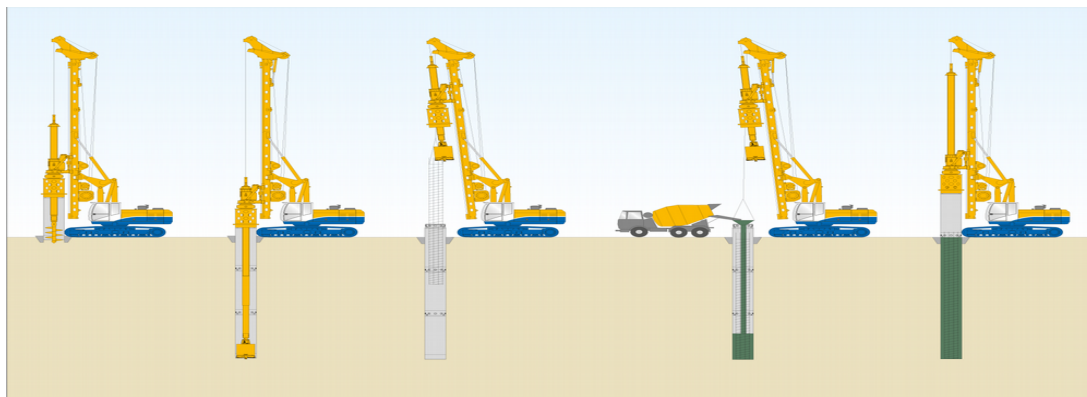
Vrtným dlátem – Vrtání tímto způsobem se provádí pouze s vodním výplachem. Odebírání materiálu probíhá odíráním dláta ve vodní lázni. Voda je dopravována pod velkým tlakem. Jejím prouděním je zajištěn plynulý odvod zeminy. Voda je čerpána z externí nádrže.



Obr. 1.5. - Vrtné dláto [28]

1.1.2 Podle použití dalších zařízení pro zvýšení efektivity vrtání

Rotačně příklepové (metoda vrtání Kelly) – Funkce příklepu je obdobná jako u pneumatického kladiva.



Obr. 1.6 – Postup vrtání metodou Kelly [14]



Obr. 1.7 – Vrtací nástroj na vrtání metodou Kelly [15]

Obr. 1.8 – Vertikální vrtací stroj s nástrojem na vrtání pomocí metody Kelly [16]



Vrtání s vodním výplachem – Tento způsob je již zmíněn v vrtání vrtným dlátem.

1.1.3 Podle použití přípravné operace

Pažení slouží k zpevnění vrtaného otvoru proti samovolnému zhroucení a k vedení nástroje. Předmět, který je k tomu používán je pažnice. Pažnice je trubka zakončená závity na obou koncích pro jednoduchou montáž a demontáž při vrtání. Provádí se buď vrtání bez pažení (otvory pro stromky) nebo s pažením (studny a další).

1.1.4 Podle hloubky

Malé hloubky (do 30 metrů), Střední hloubky (do 100 metrů), Velké hloubky (stovky metrů).

1.1.5 Podle typu - Zde má významný vliv hloubka materiálu, který musíme odebrat.

Vrtání studen- Průměry vrtání do 200 mm, hloubka do 30 metrů i více.

Vrtání tepelných čerpadel - Průměr vrtání do 500 mm (záleží na nástroji) , hloubka do 700 metrů (opět záleží na nástroji).

Vrtání průzkumné - Průměry do 300 mm, hloubka do 50 metrů.

Vrtání pilot — Použití metody CFA.

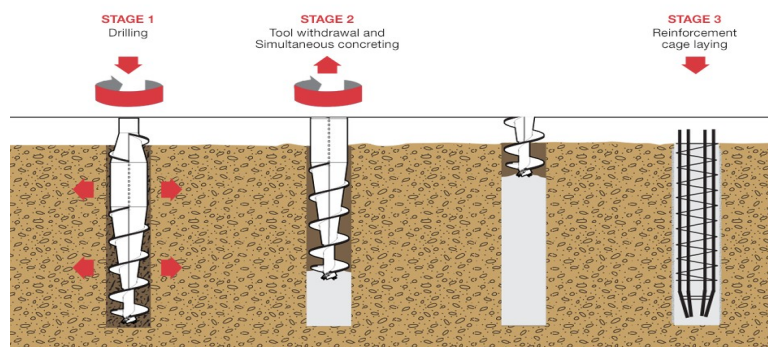
Kotevní — Použití na vrtání kotev ve skalách pro následný odstřel výbušninami nebo na vrtání děr pro kotevní šrouby u staveb (stožáry, billboardy).

Sananční — Vrtání děr pro následné odčerpání kontaminované půdy s tekutinou.

1.1.6 Další rozdělení půdního vrtání

Metoda FDP (Fill Displacement Pile)

Půdní vrták je vrtnou hlavou zatěžován velkou přitlačnou silou a velkým krouticím momentem k zemi během vrtání. Během vrtání vrták odebírá půdu a kombinací tlaku vyvolanou přitlačnou silou a speciálního “soudečkového tvaru“ vrtáku se místo kontaktu vrtáku s půdou stlačuje a dochází s zpevnění stěny otvoru. V při vytahování se vrták otáčí stejným směrem jako na počátku a během toho se vrták uvolňuje nebo dokončuje zpevnění otvoru. Během toho se pod tlakem dopravuje betonová směs. Nakonec je do otvoru vložena ocelová armatura.



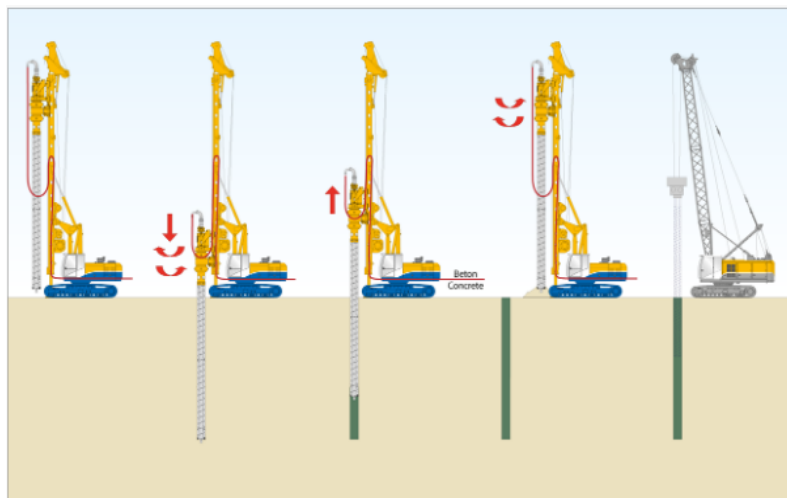
Obr. 1.9 – Postup vrtání metodou FDP [17]

Obr. 1.10 – Půdní vrták používaný při vrtání metodou FDP [29]



Metoda CCFA (Cased Continuous Flight Auger)

Půdní vrták odebírá materiál. Odebíraný materiál se pohybuje po šroubovici vrtáku a v protiběžné chránící vrtací trubce z důvodu ochrany nástroje. Po skončení vrtání a při vytahování vrtáku s potrubím se začne pumpovat beton do díry. Nakonec je do díry vložena ocelová armatura.



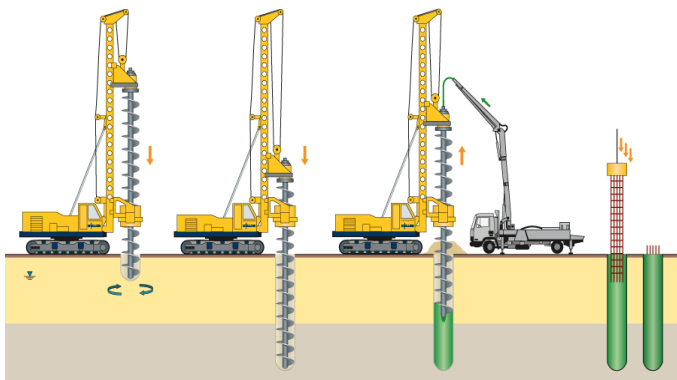
Obr. 1.11 – Postup vrtání metodou CCFA [18]

Obr. 1.12 – Stroj s nástroji pro vrtání metodou CCFA [19]



Metoda CFA – (Continuous Flight Auger)

Spirálový půdní vrták odebírá zeminu. Po skončení vrtání při vytahování vrtáku začne pumpovat beton do díry buď přes otvor v nástroji nebo se začne pumpovat beton volně do díry po úplném vytažení vrtáku. Nakonec je vložena ocelová armatura.



Obr. 1.13 – Postup metody vrtání pomocí CFA [20]

Obr. 1.14 - Vertikální vrtací stroj Bauer se spirálovým vrtákem [21]

2 Úvod do vrtacích strojů

Stroje pro půdní vrtání jsou používány v těžkých provozních podmínkách (vlhkost, okolní teplota a terén, prach) s nimiž se počítá při následném vývoji a výrobě. Stroje jsou jednoúčelové a drahé (např. použitý mobilní vertikální vrtací stroj Liebherr cena 10 728 220 Kč, použitá mobilní vrtná soustava 1 350 601 Kč, cena pevné vrtné plošiny Troll A určená na těžbu zemního plynu a ropy je v stovkách milionů USD). Společnými limity vrtacích strojů jsou průměr a hloubka vrtání, které jsou však kompenzovány širokými možnostmi použití.



Obr. 2.1 – Vrtná plošina Troll A - vlevo [1]



Obr. 2.2 - Vertikální vrtací stroj Liebherr LB 28 - vpravo [2]



Stroje se hlavně dělí podle konstrukce na mobilní (ruční motorový vrták, vrtná hlava poháněná pohonnou jednotkou traktoru, půdní vrták na rypadle, vrtná souprava) a pevné (vrtná plošina). Každý z mobilních vrtacích strojů má robustní a zároveň poměrně lehkou konstrukci kvůli celkové mobilitě. Mobilní stroje mají svůj vlastní samohybný podvozek. Transporty a montáže pevných vrtacích plošin se provádí po částech (blocích).

Ruční motorové vrtáky se vyznačují jejich velkou mobilitou, nízkou cenou, levným a téměř bezúdržbovým provozem. Používají se např. na vrtání děr pro sázení stromů nebo plotových sloupků.



Obr. 2.3 - Ruční motorový vrták [3]

Vrtací stroj poháněný pohonem traktoru a vrtací stroj poháněný hydraulickým obvodem bagru či jiného stroje s hydraulickou rukou (případně teleskopickou rukou) mají obdobný rozsah využití s větším rozsahem vrtaných hloubek a průměru vrtáku.



Obr. 2.4 - Vrtací stroj poháněný agregátem z traktoru - vlevo [4]



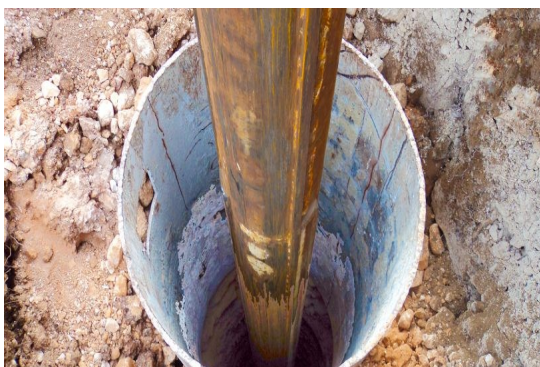
Obr. 2.5. - Půdní vrták poháněný hydraulickým obvodem teleskopického manipulátoru Bobcat – vpravo [5]



Obr. 2.6. – Lafeta s vrtacím pohonem a vrtákem spojená s bagrem firmy JCB [6]

Vrtná souprava je určena na nejnáročnější aplikace (mobilní vrtné stroje Bauer největší průměr vrtání je 3 700 mm hloubka 130 metrů, mobilní vrtné soupravy HVS průměr vrtání 500 mm, hloubka 770 metrů). Hloubky se pohybují od několika metrů do stovek či tisíce metrů (nejhlubší vrt je Kolský vrt, hloubka 12 261 metrů).

Hlavními částmi vrtné soupravy jsou pohon s vrtnou hlavou, vodící část tzv. Lafeta, dopažovací stůl, svěra a manipulátor vrtacího příslušenství (pažnice, násada na spirálovitý vrták, atd). Vrtná souprava může být rozšířena o další zařízení (vodní čerpadlo, příklepové kladivo).



Obr. 2.7. - Ocelová pažnice během vrtání - vlevo [30]

Obr. 2.8. - Plastová perforovaná pažnice firmy Getra – vpravo [31]



Obr. 2.9. - Schéma mobilní vrtné soupravy HVS od firmy Jano [7]

Obr. 2.10. – Vertikální vrtna souprava Bauer [8]



Obr. 2.11. Vrtná mobilní souprava s redukčními planetovými [9]

Obr. 2.12 - Vrtná mobilní souprava planetovou převodovkou namontována v automobilu Mercedes Sprinter [10]



Obr. 2.13 - Vrtací stroj uložený na rámu [11]

Vrtné hlavy se skládají z motoru (hydromotor, elektromotor), převodovky (planetová, šneková, kuželová, válcová či jejich kombinace), dalšího převodu (řetězový, řemenový převod) a spojky (třecí, kotoučová). Vrtné hlavy jsou umístěny na vodící části posuvně. Pohyby přímočaré vrtané jsou konány hydraulickým pístem nebo řetězovým převodem nebo jejich kombinací. Hydraulický píst a řetězový převod slouží také jako pojistné členy proti případnému poškození vrtné hlavy. Konce vrtných hlav jsou zakončeny adaptérem např. hřídelí s dírou, kloubovou spojkou pro instalaci případného vrtacího nástroje a jeho příslušenství (násada spirálového půdního vrtáku).

Lafeta je vodící část vyrobená jako svařenec připojený kyvně (úhel natočení je od 0 do 90°) k podvozku vrtací soupravy. Jsou k ní připojeny svěra, dopažovací stůl, manipulátor včetně vrtné hlavy s příslušenstvím. Lafeta je opatřena i kinematickým kloubem. Kinematický kloub se může naklápět ve dvou svislých navzájem kolmých rovinách. Kinematický kloub pomáhá vrtací soupravě vrtat na místech špatně přístupných (na prudkém kopci, nakloněném základu mostu, atd.).

Manipulátorem bývá naviják s ocelovým lanem. Instalace manipulátoru závisí na velikosti stroje a váze vrtacího příslušenství. Svěra je zařízení sloužící k předržení nástroje pro následnou montáž či demontáž pažnic. Je montována za dopažovacím stolem dle potřeby.

Dopažovací stůl je zařízení sloužící k vedení nástroje do otvoru v zemi, případně slouží k přenosu kroutícího momentu podle potřeby. Je vybaven čelistmi pro uchycení nástroje. Čelisti jsou ovládané hydraulicky.



Obr. 2.14 a 2.15 - Dopažovací stůl se svěrou [12, 13]

2.1 Rozdělení vrtných souprav

2.1.1 Podle způsobu přepravy

- Pevné – Celý stroj je nutné rozebrat na jednotlivé bloky a podle potřeby přepravit.
- Mobilní – Vrtací stroj je uložen na samohybném podvozku nebo na nákladním vozidle.

2.1.2 Podle způsobu přenosu kroutícího momentu

- Rotačním stolem - Pomocí tlaku mezi svěrami a nástrojem se na rotačním stole přenáší kroutící moment na nástroj.
- Vřetenem - pomocí adaptéru (spojka, čep) se přenáší kroutící moment na vrtací nástroj.

V mobilních vrtných soupravách se používají hydraulické a spalovací motory. V mobilních vrtných soupravách se pro dodávku energie pro hydraulicky poháněný pásový podvozek používají spalovací motory, které jsou připojené s hydraulickým čerpadlem. Pro pohon vrtné hlavy, k posuvu vrtné hlavy po lafetě, k pohonu manipulátoru se používají hydromotory získávající energii z čerpadla. Pevné (stabilní) vrtací soupravy jsou stavěny buď jako vrtná věž, nebo jako vrtná hlava uložena na pevném vodícím svařovaném rámu vzniklý spojením několika dílčích částí.

Převodovky, které se používají k půdnímu vrtání, jsou planetové, kuželové, šnekové, čelní nebo jejich kombinace. Pro velké průměry a hloubky vrtání je využíváno např. několik planetových převodovek, které jsou spojeny dalším převodem (řetězovým nebo řemenovým převodem pro dosažení dostatečného kroutícího momentu.

Pro aplikaci dle zadání bude použita dvoustupňová převodovka s čelními ozubenými koly jako reduktor výstupních otáček z důvodu kontroly průběhu vrtání. Tuto převodovku budou chránit tři pojistné členy (třecí kuželová spojka a řemenový převod, pojistné válcové kolíky). Bude zde také hydromotor s konstantním geometrickým objemem. Ten spolu s převodovkou, řemenový převodem a spojkou bude uložen na posuvném základu připevněném posuvně na lafetě. Vrtná hlava s lafetou jsou připevněny k hydraulické ruce s otočným základem převzaté z minibagru Bobcat e20.

Vše je namontováno na nákladním vozidle (Iveco Daily, Nissan Capstar a další), kde se nachází hydraulické čerpadlo pohánějící hydromotor.

Firma Bobcat vyrábí a vyvíjí profesionální stavební stroje (smykem ovládané nakladače, kompaktní rýpadla, kolové a pásové nakladače a teleskopické manipulátory). Stavební stroje Bobcat se vyznačují dostatečnou robustností, snadnou ovladatelností a snadnou výměnou širokého sortimentu příslušenství (půdní vrták, nakládací lžíce, drapáková lžíce, a další).



Obr. 2.16 – Kolový nakladač firmy Bobcat - vlevo [32]

Obr. 2.17 - Pásové rypadlo firmy Bobcat model e20 - vpravo [33]

3 Cíl práce

Cílem této bakalářské práce je návrh a konstrukce pohonu mobilní vrtací soupravy podle zadaných parametrů ($P = 9,3 \text{ kW}$, otáčky vrtáku jsou 360 za minutu s redukcí otáček na 180 za minutu, životnost pohonu 10 000 hodin). Hlavní úkolem je návrh a vytvoření 3D modelu sestavy dvoustupňové převodovky uložené na základním pohonu vrtací soupravy společně s vytvořením 3D modelů hydromotoru, spojky a externího převodu (řemenového převodu) a řadicího mechanismu. Při návrhu je brán zřetel na bezpečnost proti zničení stroje.

4 Vlastní konstrukce

Hlavním úkolem vyplývajícím ze zadání bakalářské práce je konstrukce pohonu mobilní vrtné soupravy. Součástí tohoto pohonu je hydromotor s konstantním geometrickým objemem, kuželová třecí spojka, dvoustupňová redukční převodovka s čelními ozubenými koly se šikmými zuby a řemenový převod jako externí převod.

Součástí je také půdní vrták a řadicí mechanismus. V tomto ústrojí je využit hydromotor kvůli možnému okamžitému odběru média přímo z hydraulického obvodu nákladního vozidla. Druhým důvodem je riziko úrazu elektrickým proudem. Dalším zvoleným prvkem v pohonu je kuželová třecí spojka jako pojistný člen a dále pro minimalizaci vypínací síly.

Dvoustupňová čelní převodovka se šikmými zuby je zvolena pro snížení hlučnosti stroje, možnosti redukce výstupních otáček o 50% a jednoduchost konstrukce. Řemenový převod je zde zvolen jako pojistný člen. Pohon je spojen s půdním vrtákem pomocí kolíků válcových pojistných jako ochrana pohonu proti poškození. Pohon

kromě řemenového převodu je umístěn na posuvnou základnu pro potřebu předpětí řemenového převodu. Tato sestava je následně umístěna na vodící část vrtné části soupravy Lafety.

4.1 Hydromotor

Hydromotor mění tlakovou energii kapaliny dodané rotací hydraulického čerpadla na rotační pohyb výstupní hřídele hydromotoru. Hydromotory se dělí hlavně podle konstrukce, maximálního vstupního tlaku, objemového průtoku. Každý hydromotor vycházející z modelové řady má svůj výkonový diagram. Pro zadanou aplikaci integrovaného mechanického převodu je zvolen orbitový hydromotor s konstantním geometrickým objemem MS-80 od firmy Hydroma [22]. Z výkonového diagramu jsou zvoleny hodnoty spádového tlaku a objemového průtoku viz. značka v diagramu [Příloha 2, diagram 4.1]. Vypočtený výkon je mnohem větší než u ručního strojního půdňního vrtáku ($P=2,2 \text{ kW}$) a nejmenší výkon vhodný pro vrtání vrtnou soupravou je $7,5 \text{ kW}$.

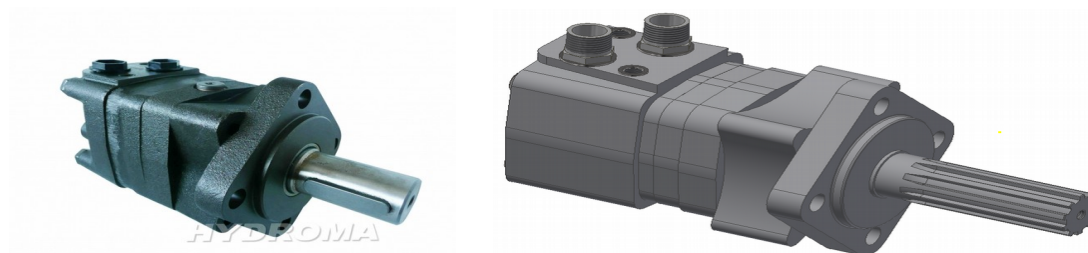
Parametry maximálního spádového tlaku a objemového průtoku byly ověřeny odbornými konzultacemi se servis nákladních vozidel. Volba orbitového hydromotoru je z důvodu nízké hmotnosti a zástavbovým prostorům.

Výkon hydromotoru:

$$P_s = Q_v \cdot \Delta p \cdot \eta = \left(\frac{50}{60}\right) \cdot (10^{-3}) \cdot (10 \cdot 10^6) \cdot 0,8 = \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right] \cdot [\text{Pa}] \cdot [1] = 9,3 \text{ kW} \quad (4.1)$$

Geometrický objem	Maximální rychlost	Maximální točivý moment	Maximální výstupní výkon	Maximální spádový tlak
80,5 cm ³ /rev.	810 ot/min	200 Nm	16,4 kW	175 bar
Maximální objemový průtok	Hmotnost	Maximální vstupní tlak	Maximální zpětný tlak	Minimální rychlost
65 l/min	10 kg	210 bar	140 bar	10 ot/min

Obr. 4.1 Tabulka technických údajů zvoleného hydromotoru



Obr. 4.1. - Orbitový hydromotor MS 80 C/4 [22]

Obr. 4.2 – Vlastní 3D model orbitového hydromotoru MS 80 C M/R v Autodesk Inventor 2017

4.2 Synchronní spojka

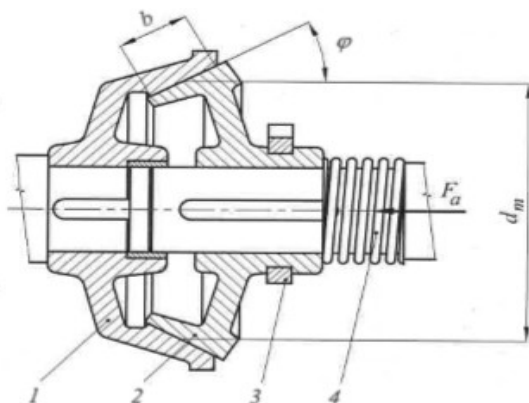
Pro přepínání rychlostních stupňů byla zvolena synchronní spojka. Synchronizační spojka umožňuje plynule a snadno přecházet z jednoho rychlostního stupně na druhý. Synchronní spojka se skládá z rozborcovače, objímky s drážkováním, synchronizačními kroužky a nakonec řadícími koly. Princip plynulého zařazení rychlosti je založen na tření na kuželových styčných plochách mezi kroužkem, který je přitlačován ke kolu objímkou a samotným kolem.



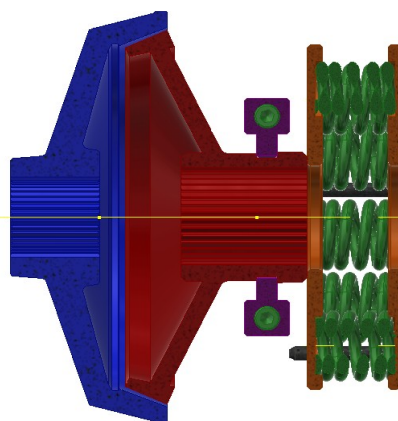
Obr. 4.3. – Rozklad synchronizační spojky, [23]

4.3 Kuželová třecí spojka

Kuželová třecí spojka je jedna z mnoha spojek vedle lamelové třecí spojky a dalších. Kuželová třecí spojka může sloužit jako omezovač krouťícího momentu. Princip je založen na tření mezi kuželovými styčnými plochami vyvolané přitlačnou pružinou. Skládá se z dvou kotoučů s třecím obložení, pružiny nebo sady pružin a vypínací páky. Výhoda kuželové třecí spojky je samostatné středění dvou protilehlých hřídelů díky kuželovým plochám. Podmínkou je rovnoběžné uložení vstupního a výstupního hřídele.



Kuželová třecí spojka: 1 - hnací kotouč, 2 - hnáný kotouč, 3 - vypínací vidlice, 4 - pružina

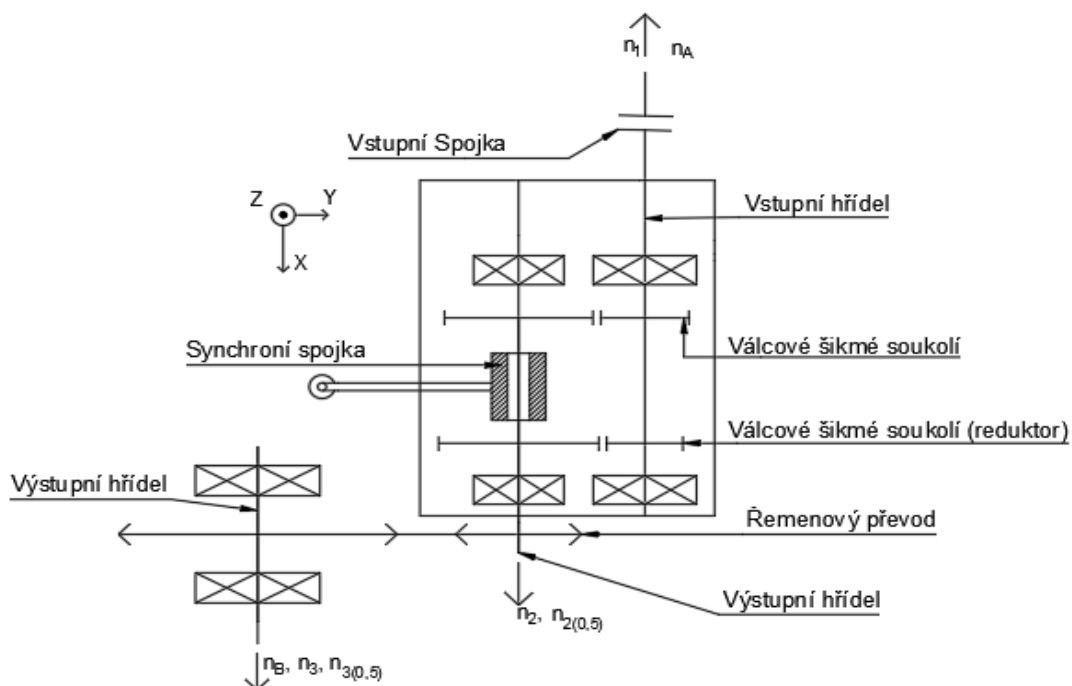


Obr. 4.4 – Kuželová třecí spojka – vlevo [Části strojů 2.díl, str. 31],

Obr. 4.5 – 3D Řez kuželové spojky - vpravo

4.4 Převodovka

Převodovka je ústrojí určené pro přenos výkonu ze vstupu na výstup. Přitom může měnit rychlosti mezi vstupem a výstupem buď „dorychla“ nebo „dopomala“ nebo slouží k změně orientace polohy mezi vstupem a výstupem. Převodovka může také měnit i smysl otáček mezi vstupem a výstupem. Případně v tomto ústrojí dochází ke kombinaci předešlých variant. Typy převodovek se odvíjí od typu interního převodu (čelní ozubená, kuželová ozubená, šneková, šroubová a další). Jejich volbu ovlivňuje poměr mezi vstupními a výstupními otáčkami, zástavbové prostory, druh aplikace a další. Převodovka se skládá z interního převodu a hřídelů s ložisky, těsněním, případně jsou v ní namontovány další členy jako např. vymezovací kroužky, těsná pera, atd. Interní převod s dříve zmiňovanými součástmi je obklopen převodovými skříněmi sloužícími jako ochrana pro okolním vlivům a jako opora pro ložiska. Dle potřeby je možné připojit externí převod a řadící ústrojí.



Obr. 4.6 – Schéma složení převodovky s externím převodem a vstupní spojkou

5 Výpočtová zpráva

5.1 Výpočet úvodních hodnot

Celkový převodový poměr: $i_c = \frac{n_1}{n_3} = \frac{625}{360} = 1,7$ (5.1)

Výpočet jednotlivých dílčích převodových poměrů:

Bez redukce: $i_c = i_{\xi} \cdot i_f = 1,1 \cdot 1,55 = 1,705$ (5.2)

S redukcí: $i_{c(0,5)} = i_{\xi(0,5)} \cdot i_f = (1,1/0,5) \cdot 1,55 = 3,41$ (5.3)

Vstupní krouticí moment:

$$M_{k1} = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot (n_1/60)} = \frac{9300}{2 \cdot \pi \cdot (625/60)} = 142093 \text{ Nmm} \quad (5.4)$$

Dílčí krouticí momenty:

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_{\xi} = 142093 \cdot 1,1 = 156302 \text{ Nmm} \quad (5.5)$$

$$M_{k2(0,5)} = M_{k1} \cdot i_{\xi(0,5)} = 142093 \cdot 2,2 = 312605 \text{ Nmm} \quad (5.6)$$

$$M_{k3} = M_{k2} \cdot i_f = 156302,3 \cdot 1,55 = 242269 \text{ Nmm} \quad (5.7)$$

$$M_{k3(0,5)} = M_{k2(0,5)} \cdot i_f = 312605 \cdot 1,55 = 484538 \text{ Nmm} \quad (5.8)$$

Jednotlivé otáčky na hřídelích:

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{\xi}} = \frac{625}{1,1} = 568 \text{ ot/min} \quad (5.9)$$

$$n_{2(0,5)} = \frac{n_1}{i_{\xi(0,5)}} = \frac{625}{2,2} = 284 \text{ ot/min} \quad (5.10)$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\tilde{\tau}}} = \frac{568}{1,55} = 367 \text{ ot/min} \quad (5.11)$$

$$n_{3(0,5)} = \frac{n_{2(0,5)}}{i_{\tilde{\tau}}} = \frac{284}{1,55} = 183 \text{ ot/min} \quad (5.12)$$

5.2 Čelní soukolí se šikmými zuby

Čelní soukolí patří vedle kuželového soukolí, šnekového soukolí a dalších soukolí mezi ozubené převody. Výkon je v tomto případě přenášen tvarovou vazbou spoluzabírajících kol. Čelní soukolí se šikmými zuby se od s přímými zuby liší v sklonu boční křivky ozubení od přímého záběru od úhel β . Tento úhel má významný vliv na únosnost ozubeného soukolí jelikož kvůli tomuto úhlu se lépe rozkládají síly vzniklé provozem převodovky. Úhel β je volen před samotným návrhem a bývá volen v rozmezí u čelních kol od 8° do 18° . Dále tu je úhel záběrový α_n . Tento úhel je důležitý pro vznik boční křivky zubu evolventy při obrábění ozubených kol. Zpravidla bývá roven 20° . Další důležitou informací je normálový modul m_n , který je roven modulu modulové frézy.

5.2.1 Bez redukce

$\psi_L = 0,25$, $T_1 = M_{K1} = 142\,093 \text{ Nmm}$, $u = i_{\xi} = 1,1$, $\alpha_n = 20^\circ = 0,349 \text{ rad}$.

Roztečný průměr pastorku:

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K_H \cdot T_1 \cdot (u+1)}{b_{wH}/d_1 \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u}\right)} = 690 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,82 \cdot 142\,093 \cdot (1,1+1)}{0,212 \cdot 1030,4^2 \cdot 1,1}\right)} = 89,599 \text{ mm} \quad (5.13)$$

$f_H = 690$ pro šikmé zuby

Normálový modul:

$$m_n = f_z \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K_F \cdot T_1 \cdot (u+1)}{(b_{wF}/m_n) \cdot \sigma_F \cdot u}\right)} = 18 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,82 \cdot 142\,093 \cdot (1,1+1)}{15,4 \cdot 444 \cdot 1,1}\right)} = 1,53 \text{ mm} \quad (5.14)$$

$f_z = 18$ pro kalená ozubená kola

Koeficienty:

K_A volím dle tab. 5.2 přílohy 2, $K_{H\beta}$ volím dle schémata 5.2 přílohy 2.

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,04 = 1,82, K_H = K_F = 1,82 \quad (5.15)$$

Napětí návrhy modulů:

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,8 \cdot 1288 = 1030,4 \text{ MPa} \quad (5.16)$$

$$\sigma_F = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 740 = 444 \text{ MPa} \quad \text{Hodnota limitních napětí viz tab. 5.6} \quad (5.17)$$

Poměr mezi šířkou ozubení a roztečnou kružnicí:

$$\psi_d = \frac{\psi_L \cdot \sqrt{1+i^2}}{2-\psi_L} = \frac{0,25 \cdot \sqrt{1+1,1^2}}{2-0,25} = 0,212 \quad (5.18)$$

Poměr šířky ozubení a modulu $m_n \quad \psi_m = 15,4$ viz. tab. 5.4

$$\text{Modul čelní v tečné rovině: } m_t = \frac{d_1}{z_1} = \frac{89,599}{61} = 1,469 \text{ mm} \quad (5.19)$$

$$\text{Normálový modul: } m_n = m_t \cdot \cos \beta = 1,469 \cdot \cos(0,244) = 1,425 \text{ mm} \quad (5.20)$$

Zvolený modul $m_n = 2 \text{ mm}$ z tab. 5.1

Šířka ozubení b_w :

$$b = m_n \cdot \psi_m = 15,4 \cdot 1,425 = 21,948 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 33,5 \text{ mm.} \quad (5.21)$$

Průměry na pastorku

$$\text{Roztečná kružnice: } d_1 = \frac{m_{mn}}{\cos \beta} \cdot z_3 = \frac{2}{\cos 0,244} \cdot 61 = 125,735 \text{ mm} \quad (5.22)$$

Hlavová kružnice:

$$d_{a1} = d_1 + (2 \cdot h_{a1}) = d_1 + (2 \cdot m_n) = 125,735 + (2 \cdot 2) = 129,735 \text{ mm} \quad (5.23)$$

Patní kružnice:

$$d_{f1} = d_1 - (2 \cdot h_{f1}) = d_3 + (2 \cdot 1,25 \cdot m_n) = 125,735 - (2,5 \cdot 2) = 120,735 \text{ mm} \quad (5.24)$$

Základní kružnice:

$$d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha_t = 125,735 \cdot \cos(0,359) = 117,725 \text{ mm} \quad (5.25)$$

Průměry na kole

$$\text{Roztečná kružnice: } d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2 = \frac{2}{\cos 0,244} \cdot 67 = 138,308 \text{ mm} \quad (5.26)$$

Hlavová kružnice:

$$d_{a2} = d_2 + (2 \cdot h_{a2}) = d_2 + (2 \cdot m_n) = 138,308 + (2 \cdot 2) = 142,308 \text{ mm} \quad (5.27)$$

Patní kružnice:

$$d_{f2} = d_2 - (2 \cdot h_{f2}) = d_2 + (2 \cdot 1,25 \cdot m_n) = 138,308 - (2,5 \cdot 2) = 133,308 \text{ mm} \quad (5.28)$$

Základní kružnice náhradního kola:

$$d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha_t = 138,308 \cdot \cos(0,359) = 129,497 \text{ mm} \quad (5.29)$$

$$\text{Úhel } \alpha_t: \tan(\alpha_t) = \frac{\tan(\alpha_n)}{\tan(\beta_m)} \rightarrow \alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\tan(\beta_m)}\right) \quad (5.30)$$

$$\tan(\alpha_t) = \arctan\left(\frac{\tan(20^\circ)}{\tan(14^\circ)}\right) = 20^\circ 33' = 0,359 \text{ rad}$$

Osová vzdálenost náhradních kol:

$$a_n = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{125,735}{2} + \frac{138,308}{2} = 132,022 \text{ mm} \Rightarrow a_n = 132 \text{ mm} \quad (5.31)$$

Základní rozteč v tečné rovině:

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 6,476 \cdot \cos(0,359 \text{ rad}) = 6,063 \text{ mm} \quad (5.32)$$

Základní rozteč:

$$p_t = \pi \cdot \left(\frac{m_n}{\cos \beta} \right) = \pi \cdot \left(\frac{m_n}{\cos \beta} \right) = \pi \cdot \left(\frac{2}{\cos 0,244} \right) = 6,476 \text{ mm} \quad (5.33)$$

Součinitel trvání záběru:

$$\epsilon_\alpha = \frac{((\sqrt{r_{an1}^2 - r_{bn1}^2} + \sqrt{r_{an2}^2 - r_{bn2}^2})) - (a_n \cdot \sin(\alpha_t))}{p_{tb}} = \quad (5.34)$$

$$\frac{((\sqrt{(64,868^2 - 58,863^2)} + \sqrt{(71,154^2 - 64,749^2)})) - (132 \cdot \sin(20^\circ 33'))}{6,476} = 1,7144$$

$$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{33,5 \cdot \tan(14^\circ)}{6,476} = 1,2899 \quad (5.35)$$

$$\text{Celkový součinitel: } \epsilon = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta = 1,7144 + 1,2899 = 3,0043 \quad (5.36)$$

Jelikož vyšel celkový součinitel téměř celočíselně, nebude potřeba dále manipulovat s šířkou ozubení.

5.2.2 Redukce

$\psi_L = 0,25$, $\beta = 14^\circ$, $T_1 = M_{K1} = 142\,093 \text{ Nmm}$, $u = i_\Sigma = 2,2$, $\alpha_n = 20^\circ = 0,349 \text{ rad}$

Roztečný průměr pastorku:

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K_H \cdot T_1 \cdot (u+1)}{b_{wH} / d_1 \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u} \right)} = 690 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,82 \cdot 142\,093 \cdot (2,2+1)}{0,345 \cdot 1030,4^2 \cdot 2,2} \right)} = 75,499 \text{ mm} \quad (5.37)$$

Normálový modul:

$$m_n = f_z \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K_F \cdot T_1 \cdot (u+1)}{(b_{wF} / m_n) \cdot \sigma_F \cdot u} \right)} = 18 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{1,82 \cdot 142\,093 \cdot (2,2+1)}{13,8 \cdot 444 \cdot 2,2} \right)} = 1,83 \text{ mm} \quad (5.38)$$

Koeficienty:

$$K_H = K_A \cdot K_{H\beta} = 1,75 \cdot 1,04 = 1,82 = K_F \quad (5.39)$$

Napětí pro návrh modulu:

$$\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim1} = 0,8 \cdot 1288 = 1030,4 \text{ MPa} \quad , \quad (5.40)$$

$$\sigma_F = 0,6 \cdot \sigma_{Flim} = 0,6 \cdot 740 = 444 \text{ MPa} \quad (5.41)$$

Poměry:

$$\psi_d = \frac{\psi_L \cdot \sqrt{1+u^2}}{2 - \psi_L} = \frac{0,25 \cdot \sqrt{1+2,2^2}}{2 - 0,25} = 0,345 \quad , \quad (5.42)$$

$$\psi_m = 13,8$$

$$\text{Modul čelní v tečné rovině: } m_t = \frac{d_1}{z_1} = \frac{75,499}{40} = 1,888 \text{ mm} \quad (5.43)$$

Normálový modul:

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta = 1,888 \cdot \cos(0,244) = 1,831 \text{ mm} \Rightarrow \mathbf{m_n = 2 \text{ mm.}} \quad (5.44)$$

Šířka ozubení b_w :

$$b = m_n \cdot \psi_m = 13,8 \cdot 1,83 = 25,273 \text{ mm} \rightarrow \text{volím } 34 \text{ mm.} \quad (5.45)$$

Průměry pastorku

$$\text{Roztečná kružnice: } d_3 = \frac{m_{mn}}{\cos \beta} \cdot z_3 = \frac{2}{\cos 0,244} \cdot 40 = 82,449 \text{ mm} \quad (5.46)$$

Hlavová kružnice:

$$d_{a3} = d_3 + (2 \cdot h_{a3}) = d_3 + (2 \cdot m_n) = 82,449 + (2 \cdot 2) = 86,449 \text{ mm} \quad (5.47)$$

Patní kružnice:

$$d_{f3} = d_3 - (2 \cdot h_{f3}) = d_3 + (2 \cdot 1,25 \cdot m_n) = 82,449 - (2,5 \cdot 2) = 77,449 \text{ mm} \quad (5.48)$$

Základní kružnice:

$$d_{b3} = d_3 \cdot \cos \alpha_t = 82,449 \cdot \cos(0,359) = 77,197 \text{ mm} \quad (5.49)$$

Průměry kola

$$\text{Roztečná kružnice: } d_4 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_4 = \frac{2}{\cos 0,244} \cdot 88 = 181,388 \text{ mm} \quad (5.50)$$

Hlavová kružnice:

$$d_{a4} = d_4 + (2 \cdot h_{a4}) = d_4 + (2 \cdot m_n) = 181,388 + (2 \cdot 2) = 185,388 \text{ mm} \quad (5.51)$$

Patní kružnice:

$$d_{f4} = d_4 - (2 \cdot h_{f4}) = d_4 + (2 \cdot 1,25 \cdot m_n) = 181,388 - (2,5 \cdot 2) = 176,388 \text{ mm} \quad (5.52)$$

Základní kružnice náhradního kola:

$$d_{b4} = d_4 \cdot \cos \alpha_t = 181,388 \cdot \cos(0,359) = 169,833 \text{ mm} \quad (5.53)$$

Úhel α_t :

$$\tan(\alpha_t) = \frac{\tan(\alpha_n)}{\tan(\beta_m)} \rightarrow \alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan(\alpha_n)}{\tan(\beta_m)}\right) \quad (5.54)$$

$$\tan(\alpha_t) = \arctan\left(\frac{\tan(20^\circ)}{\tan(14^\circ)}\right) = 20^\circ 33' = 0,359 \text{ rad}$$

Osová vzdálenost náhradních kol:

$$a_n = \frac{d_3}{2} + \frac{d_4}{2} = \frac{82,449}{2} + \frac{181,388}{2} = 131,919 \text{ mm} \Rightarrow a_n = 132 \text{ mm} \quad (5.55)$$

Základní rozteč v tečné rovině:

$$p_{tb} = p_t \cdot \cos \alpha_t = 6,476 \cdot \cos(0,359 \text{ rad}) = 6,063 \text{ mm} \quad (5.56)$$

Základní rozteč:

$$p_t = \pi \cdot \left(\frac{m_n}{\cos \beta}\right) = \pi \cdot \left(\frac{m_n}{\cos \beta}\right) = \pi \cdot \left(\frac{2}{\cos 0,244}\right) = 6,476 \text{ mm} \quad (5.57)$$

Součinitel trvání záběru:

$$\epsilon_\alpha = \frac{((\sqrt{r_{an1}^2 - r_{bn1}^2} + \sqrt{r_{an2}^2 - r_{bn2}^2})) - (a_n \cdot \sin(\alpha_t))}{p_{tb}} = \quad (5.58)$$

$$= \frac{((\sqrt{(43,225^2 - 38,599^2)} + \sqrt{(92,694^2 - 84,917^2})) - (132 \cdot \sin(20^\circ 33'))}{6,476} = 1,6973$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{p_t} = \frac{34 \cdot \tan(14^\circ)}{6,476} = 1,3091 \quad (5.59)$$

$$\text{Celkový součinitel: } \varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,6973 + 1,3091 = 3,0064 \quad (5.60)$$

Jelikož celkový součinitel vyšel celočíselně, nebude potřeba manipulovat s šířkou ozubení.

5.3 Řemenový převod

Řemenové převody slouží k přenosu výkonu mezi hřídeli. Výkon je přenášen mezi nimi pomocí třecí mezi řemenicemi a řemenem. Vazba, která je zde využita, je silová. Řemenové převody se vyznačují tichým chodem, poměrně vysokou účinností a zejména potřebou vzniku předjetí řemene, většími zástavbovými prostory, citlivostí na okolní provozní podmínky. Vliv předjetí musí být zahrnut do výpočtů zatížení na hřídele uložené pod nimi a reakcí v ložiskách. Způsobů předjetí řemene jsou mnoha, např. kladkou, šroubem, atd. Polohy jednotlivých hřídelů mohou být rovnoběžné i různoběžné vzhledem k velké ohebnosti řemene.

5.3.1 Návrh řemenového převodu

$P = 9,3 \text{ kW}$, $n_3 = 366 \text{ ot/min}$, $n_{3(\text{red})} = 183 \text{ ot/min} \Rightarrow$ podle výkonového diagramu z strojnických tabulek je zvolen řemen typu SPA, převodové poměr $i_f = 1,55$, $a = 410 \text{ mm}$. Průměr hnací řemenice jsem zvolil 140 mm viz. tab. 5.13

Výkon přenášený řemenovým převodem:

$$P_s = P \cdot \eta_\varepsilon = 9300 \cdot 0,98 = 9114 \text{ W} \quad (5.61)$$

η_ε – účinnost čelního soukolí se šikmými zuby [-]

Potřebný počet řemenů:

$$z = \frac{P \cdot c_2}{P_r \cdot c_1 \cdot c_3} = \frac{9114 \cdot 1,2}{2,8 \cdot 0,97 \cdot 0,91} = 4,42 \quad \text{volím } z = 5 \quad (5.62)$$

c_2 - součinitel provozního zatížení je volen z tab. 5.15 [-]

c_3 - součinitel délky klínového řemene je volen z tab. 5.16 [-]

c_1 – součinitel úhlu opásání je volen z tab. 5.14 [-]

P_r – Výkon přenášený jedním úzkým řemenem viz. tab. 5.17 [kW]

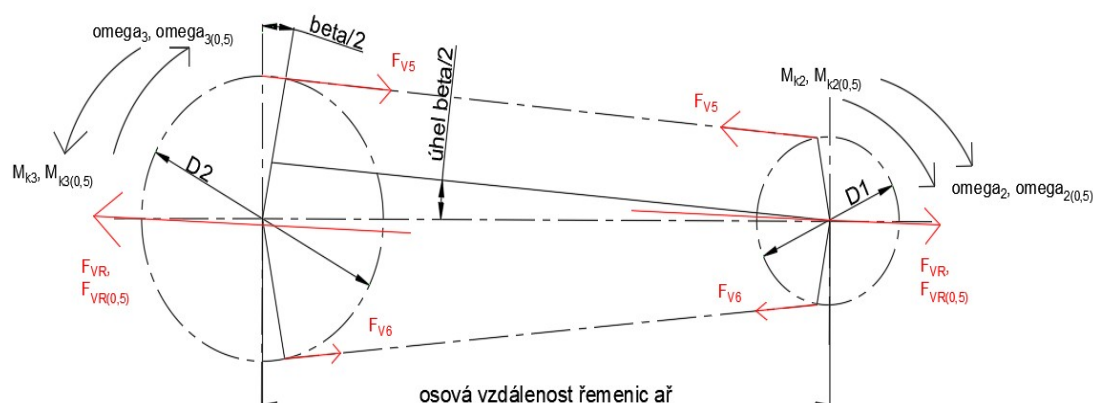
Průměr roztečný na hnaném kole:

$$i_f = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \zeta)} \Rightarrow d_1 = \frac{d_2}{i_f \cdot (1 - \zeta)} \Rightarrow d_2 = i_f \cdot (1 - \zeta) \cdot d_1 \quad (5.63)$$

$$d_2 = 1,55 \cdot (1 - 0,015) \cdot 140 = 213,8 \text{ mm} \Rightarrow d_2 = 224 \text{ mm} \quad (5.64)$$

Průměr hnaného kola jsem zvolil 224 mm viz. tab. 5.13

Silový rozklad celkové síly: Stejný rozklad by platil pro celkovou sílu při redukci.



Obrázek 5.1 – Silové schéma řemenového převodu

Úhel β :

$$\sin(\beta/2) = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a} = \frac{224 - 140}{2 \cdot 410} \Rightarrow \beta/2 = 5^\circ 52' = 0,102 \text{ rad} \quad (5.65)$$

z toho úhel β je $11^\circ 45' = 0,205 \text{ rad}$

Úhly opásání:

$$\alpha_1 = \pi - \beta = 180 - 11^\circ 45' = 168^\circ 14' = 2,936 \text{ rad} \quad (5.66)$$

$$\alpha_2 = \pi + \beta = 180 + 11^\circ 45' = 191^\circ 45' = 3,347 \text{ rad} \quad (5.67)$$

Výpočtová délka (úhly jsou dosazeny v radiánech):

$$L_p = \alpha_1 \cdot \left(\frac{D_1}{2}\right) + \alpha_2 \cdot \left(\frac{D_2}{2}\right) + 2 \cdot a \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad (5.68)$$

$$L_p = 2,936 \cdot \left(\frac{140}{2}\right) + 3,347 \cdot \left(\frac{224}{2}\right) + 2 \cdot 400 \cdot \cos(5^\circ 52') = 1396 \text{ mm}$$

Délka řemene: $L_a = L_p + \Delta L = 1396 + 18 = 1418 \text{ mm}$ viz. tabulka 11

5.3.2 Výpočet sil

5.3.2.1 Bez redukce

$$\text{Obvodové síly: } F_{t5} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_5} = \frac{2 \cdot 156302}{140} = 2233 \text{ N} \quad (5.69)$$

Odstředivá síla:

$$F_{o5} = \frac{F_{t5}}{2} \cdot \left(\frac{e^{(\alpha_1 f_k)} + 1}{e^{(\alpha_1 f_k)} - 1}\right) = \frac{2233}{2} \cdot \left(\frac{e^{(2,936 \cdot 1,842)} + 1}{e^{(2,936 \cdot 1,842)} - 1}\right) = 1126,5 \text{ N} \quad (5.70)$$

Síla v tažné větvi od hnací řemenice:

$$F_{v5} = F_{o5} + \frac{F_{t5}}{2} = 1126,5 + \frac{2233}{2} = 2243 \text{ N} \quad (5.71)$$

Síla v tažné větvi od hnané řemenice:

$$F_{v6} = F_{o5} - \frac{F_{t5}}{2} = 1126,5 - \frac{2233}{2} = 10 \text{ N} \quad (5.72)$$

Třecí úhel v klínové drážce:

$$f_k = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = \frac{0,6}{\sin \frac{38^\circ}{2}} = 1,842 \quad \text{viz. tabulka č.12} \quad (5.73)$$

Síla zatěžující hřídel: $F_{VR} = \sqrt{F_{v5}^2 + F_{v6}^2 + 2 \cdot F_{v5} \cdot F_{v6} \cdot \cos \beta}$ (5.74)

$$F_{VR} = \sqrt{2243^2 + 10^2 + 2 \cdot 2243 \cdot 10 \cdot \cos 11^\circ 45'} = 2250 \text{ N}$$

5.3.2.2 Redukce otáček

Obvodové síly: $F_{t5(0,5)} = \frac{2 \cdot M_{k2(0,5)}}{d_5} = \frac{2 \cdot 312\,605}{140} = 4466 \text{ N}$ (5.75)

Odstředivá síla:

$$F_{o5(0,5)} = \frac{F_{t5(0,5)}}{2} \cdot \left(\frac{e^{(\alpha_1 \cdot f_k)} + 1}{e^{(\alpha_1 \cdot f_k)} - 1} \right) = \frac{4466}{2} \cdot \left(\frac{e^{(2,936 \cdot 1,842)} + 1}{e^{(2,936 \cdot 1,842)} - 1} \right) = 2253 \text{ N} \quad (5.76)$$

Síla v tažné větvi od hnací řemenice:

$$F_{v5} = F_{o5} + \frac{F}{2} = 2253 + \frac{4466}{2} = 4486 \text{ N} \quad (5.77)$$

Síla v tažné větvi od hnané řemenice:

$$F_{v6} = F_{o5} - \frac{F}{2} = 2253 - \frac{4466}{2} = 20 \text{ N} \quad (5.78)$$

Třecí úhel v klínové drážce: $f_k = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = \frac{0,6}{\sin \frac{38^\circ}{2}} = 1,842$ (5.79)

Síla zatěžující hřídel:

$$F_{VR} = \sqrt{F_{v5}^2 + F_{v6}^2 + 2 \cdot F_{v5} \cdot F_{v6} \cdot \cos \beta} \quad (5.80)$$

$$F_{VR} = \sqrt{4486^2 + 20^2 + 2 \cdot 4486 \cdot 20 \cdot \cos 11^\circ 45'} = 4500 \text{ N}$$

5.4 Hřídele

Hřídele patří mezi nejrozšířenější součásti. Hřídele jsou součásti nejrůznějších tvarů (kliková hřídel, vačková hřídel, osazená hřídel atd.) sloužící k přenosu výkonu. Hřídele mohou být uloženy pevně (jeřábová kladnice) nebo rotačně (převodovky atd.). Na těchto součástech bývají namontovány nejrůznější součásti jako např. dříve zmiňovaná ozubená soukolí, ložiska, řemenové převody, atd. Hřídele se spojují různě (těsným perem, šroubem a dalšími.). Z toho všeho vyplývá, že tyto součásti jsou v převodových ústrojích a jiných ústrojích jedny z nejdůležitějších a proto je potřeba jim dávat

příslušnou pozornost při návrzích a následných kontrolách jak technologických tak konstrukčních (kontrola na vruby a další).

Nejrozšířenější metodou při návrzích hřídelů je dimenzování pomocí součinitele bezpečnosti k . Volbu velikosti tohoto součinitele provádí konstruktér provádějící návrh takovéto součásti. Většinou bývá v rozmezí 1,5-2. V případě různých předpokladů a potřeb může být i vyšší.

5.4.1 Vstupní hřídel

Výpočet silových poměrů na hřídeli

$M_{k1} = 142\,093\text{ Nmm}$, $r_1 = 62,868\text{ mm}$, $r_3 = 41,225\text{ mm}$

$$\text{Tečné síly: } F_{t1} = \frac{M_{k1}}{r_1} = \frac{142\,093}{62,868} = 2260,2\text{ N} \quad (5.81)$$

$$F_{t3} = \frac{M_{k1}}{r_3} = \frac{142\,093}{41,225} = 3446,8\text{ N} \quad (5.82)$$

Axiální složky sil:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan(\beta) = 2260,2 \cdot \tan(14^\circ) = 563,5\text{ N} \quad (5.83)$$

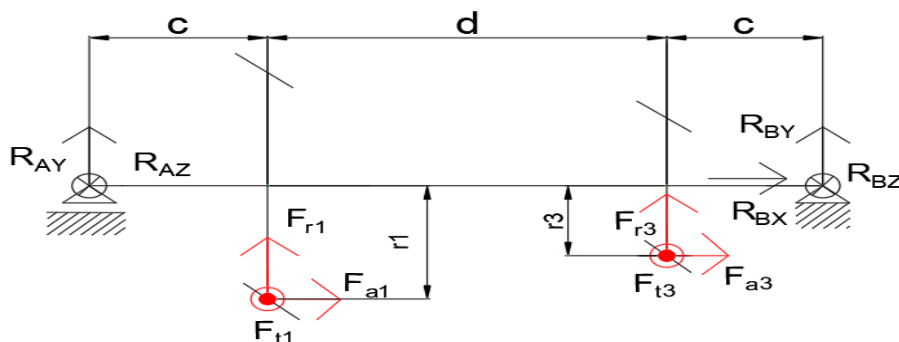
$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \tan(\beta) = 3446,8 \cdot \tan(14^\circ) = 859,4\text{ N} \quad (5.84)$$

Radiální složky sil:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos(\beta)} \cdot \tan \alpha_n = \frac{2260,2}{\cos(14^\circ)} \cdot \tan 20^\circ = 847,8\text{ N} \quad (5.85)$$

$$F_{r3} = \frac{F_{t2}}{\cos(\beta)} \cdot \tan \alpha_n = \frac{3446,8}{\cos(14^\circ)} \cdot \tan 20^\circ = 1293\text{ N} \quad (5.86)$$

Vzdálenosti: $c = 35\text{ mm}$, $d = 100\text{ mm}$



Obr. 5.2. - Schéma zatížení vstupního hřídele v rovině xy

5.4.1.1 Zatížení hřídele bez redukce otáček

Rovnice rovnováhy:

$$x: 1) R_{BX} - F_{a1} = 0 \Rightarrow R_{BX} = F_{a1} = 563,5\text{ N} \quad (5.87)$$

$$y: 2) R_{BY} + R_{AY} + F_{r1} = 0 \quad (5.88)$$

$$z: 3) -R_{BZ} - R_{AZ} + F_{t1} = 0 \quad (5.89)$$

Momentové rovnice rovnováhy k podpoře A:
(kladný směr je proti směru hodinových ručiček):

$$\text{V rovině } xy: F_{a1} \cdot r_1 + R_{BY} \cdot (2 \cdot c + d) + F_{r1} \cdot c = 0 \quad (5.90)$$

$$\text{V rovině } xz: F_{t1} \cdot c - R_{BZ} \cdot (2 \cdot c + d) = 0 \quad (5.91)$$

Reakce:

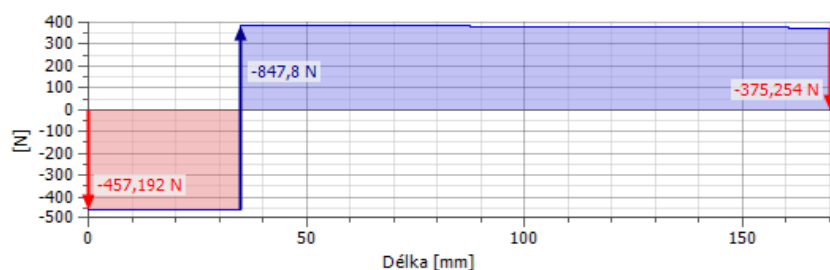
$$R_{BZ} = \frac{F_{t1} \cdot c}{(2c + d)} = \frac{2260,2 \cdot 35}{(2 \cdot 35 + 100)} = 465,3 \text{ N} ,$$

$$R_{BY} = \frac{-F_{r1} \cdot c - F_{a1} \cdot r_1}{(2c + d)} = \frac{-847,8 \cdot 35 - 563,5 \cdot 62,868}{(2 \cdot 35 + 100)} = -382,9 \text{ N}$$

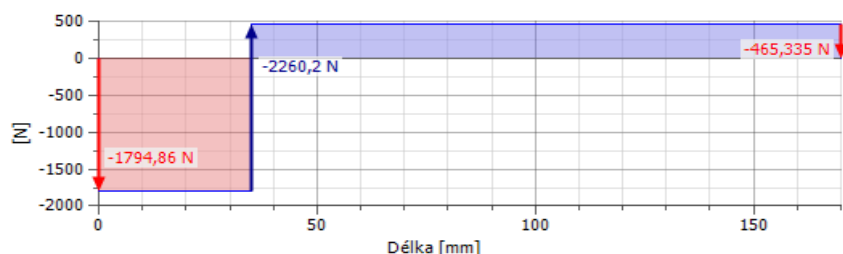
$$R_{AY} = -R_{DY} - F_{r1} = -(-382,9) - 847,8 = -464,9 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = R_{DZ} - F_{t1} = 465,3 - 2260,2 = -1794,9 \text{ N}$$

Grafy:



Obr. 5.3. - Průběh a velikosti reakčních sil v uloženíh při zatížení bez redukce v rovině XY



Obr. 5.4. - Průběh a velikosti reakčních sil v uloženíh při zatížení bez redukce v rovině XZ

Určení momentů v nosníku (pomocí vnitřních statických účinků),
řezy jsou prováděny zprava:

V rovině xy:

1. úsek: x_1 v intervalu $(0 \rightarrow c + d)$:

$$M_{oxy(I)} = -R_{BY} \cdot x_1 = -382,9 \cdot 135 = -51\,692 \text{ Nmm} \quad (5.92)$$

2. úsek: x_2 v intervalu $(0 \rightarrow c)$: $M_{oxy(II)} = F_{a1} \cdot r_1 + F_{r1} \cdot x_2 - R_{BY} \cdot (c + x_2)$ (5.93)

$$M_{oxy(II(0))} = F_{a1} \cdot r_1 + F_{r1} \cdot 0 - R_{BY} \cdot (c + 0) \quad (5.94)$$

$$M_{oxy(II(0))} = 563,5 \cdot 62,868 - 382,9 \cdot 135 = -16\,266 \text{ Nmm}$$

$$M_{oxy(II(c+d))} = F_{a1} \cdot r_1 + F_{r1} \cdot c - R_{BY} \cdot (2 \cdot c + d) \quad (5.95)$$

$$M_{oxy(II(c+d))} = 563,5 \cdot 62,868 + 847,8 \cdot 35 - 382,9 \cdot 170 = 0 \text{ Nmm}$$

V rovině xz:

1. úsek: x_1 v intervalu $(0 \rightarrow c+d)$:

$$M_{oxz(I)} = -R_{BZ} \cdot x_1 = -465,3 \cdot 135 = -62\,816 \text{ Nmm} \quad (5.96)$$

2. úsek: řez zleva, x_2 v intervalu $(0 \rightarrow c)$:

$$M_{oxy(II)} = F_{t1} \cdot x_2 - R_{BZ} \cdot (x_2 + c) \quad (5.97)$$

$$M_{oxz(II(0))} = F_{t1} \cdot (0) - R_{BZ} \cdot (0 + c) \quad (5.98)$$

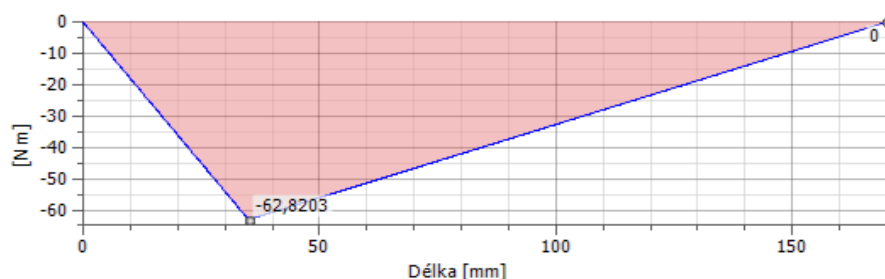
$$M_{oxz(II(0))} = 2260,2 \cdot 0 - 465,3 \cdot (0 + 100 + 35) = -62\,816 \text{ Nmm}$$

$$M_{oxz(II(c))} = F_{t1} \cdot c - R_{BZ} \cdot (2 \cdot c + d) = 2260,2 \cdot 35 - 465,3 \cdot 170 = 0 \text{ Nmm} \quad (5.99)$$

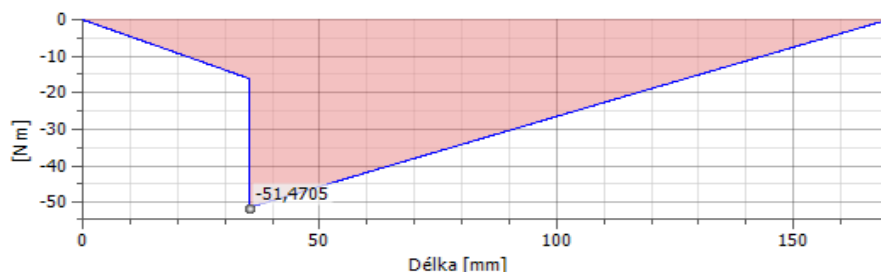
Výsledný moment:

$$M_o = \sqrt{M_{oxy}^2 + M_{oxz}^2} = \sqrt{(-51\,692)^2 + (-62\,816)^2} = 81\,351 \text{ Nmm} \quad (5.100)$$

Grafy:



Obr. 5.5. - Průběh a velikost ohybového momentu při zatížení bez redukce v rovině XY



Obr. 5.6. - Průběh a velikost ohybového momentu při zatížení bez redukce v rovině XZ

5.4.1.2 Zatížení hřídele redukcí

Rovnice rovnováhy:

$$x: 1) R_{BX} - F_{a3} = 0 \Rightarrow R_{BX} = F_{a3} = 563,5 \text{ N} \quad (5.101)$$

$$y: 2) R_{BY} + R_{AY} + F_{r3} = 0 \quad (5.102)$$

$$z: 3) -R_{BZ} - R_{AZ} + F_{t3} = 0 \quad (5.103)$$

Momentové rovnice rovnováhy k podpoře A:

(kladný směr je proti směru hodinových ručiček):

$$\text{V rovině xy: } F_{a3} \cdot r_3 + R_{BY} \cdot (2c+d) + F_{r3} \cdot (c+d) = 0 \quad (5.104)$$

$$\text{V rovině xz: } F_{t3} \cdot (c+d) - R_{BZ} \cdot (2c+d) = 0 \quad (5.105)$$

Reakce:

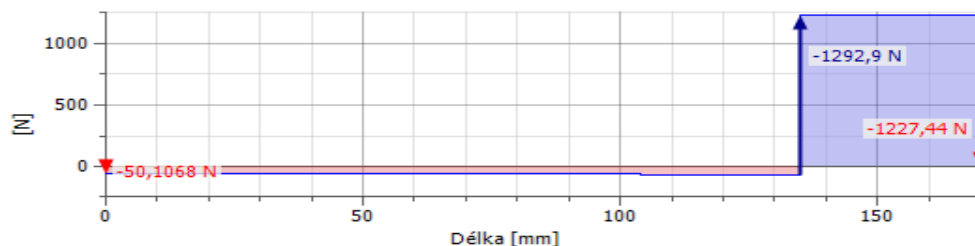
$$R_{BZ} = \frac{F_{t3} \cdot (c+d)}{(2c+d)} = \frac{3446,8 \cdot (35+100)}{(2 \cdot 35+100)} = 2737,2 \text{ N}$$

$$R_{BY} = \frac{-F_{r3} \cdot (c+d) - F_{a3} \cdot r_3}{(2c+d)} = \frac{-1292,9 \cdot (35+100) - 859,4 \cdot 41,225}{(2 \cdot 30+100)} = -1235,1 \text{ N}$$

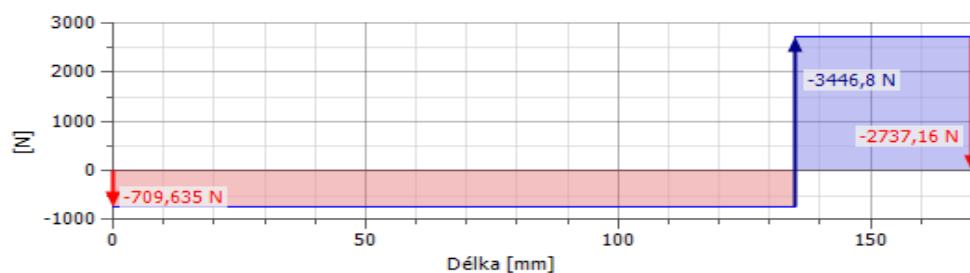
$$R_{AY} = -R_{BY} - F_{r3} = -(-1235,1) - 1293 = -57,8 \text{ N}$$

$$R_{AZ} = -R_{BZ} + F_{t3} = -2737,2 + 3446,8 = 709,6 \text{ N}$$

Grafy:



Obr. 5.7. - Průběh a velikosti reakcí při zatížení redukcí otáček v rovině XY



Obr. 5.8. - Průběh a velikosti reakcí při zatížení redukcí otáček v rovině XZ

Určení momentů v nosníku (pomocí vnitřních statických účinků), řezy jsou prováděny zprava:

V rovině xy:

$$1. \text{ úsek: } x_1 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow c): \quad M_{oxy(I)} = -R_{BY} \cdot x_1 \quad (5.106)$$

$$M_{oxy(I(c))} = R_{BY} \cdot c = -1235,1 \cdot 35 = -43229 \text{ Nmm}$$

$$2. \text{ úsek: } x_2 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow c+d): \quad M_{oxy(II)} = -R_{BY} \cdot (c+x_2) + F_{a3} \cdot r_3 + F_{r3} \cdot x_2 \quad (5.107)$$

$$M_{oxy(II(0))} = -R_{BY} \cdot (c+0) + F_{a3} \cdot r_3 + F_{r3} \cdot 0 \quad (5.108)$$

$$M_{oxy(II(0))} = -1235,1 \cdot 35 + 859,4 \cdot 41,225 = -7800 \text{ Nmm}$$

$$M_{oxy(II(c+d))} = -R_{BY} \cdot (2c+d) + F_{a3} \cdot r_3 + F_{r3} \cdot (c+d) \quad (5.109)$$

$$M_{oxy(II(c+d))} = -1235,1 \cdot (170) + 859,4 \cdot 41,225 + 1292,9 \cdot (135) = 0 \text{ Nmm}$$

V rovině xz:

$$1. \text{ úsek: } x_1 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow c): \quad M_{oxy(I)} = -R_{BZ} \cdot x_1 \quad (5.110)$$

$$M_{oxy(I)} = -R_{BZ} \cdot c = -2737,2 \cdot 35 = -95802 \text{ Nmm}$$

$$2. \text{ úsek: } x_2 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow c+d): \quad M_{oxy(II)} = -R_{BZ} \cdot (c+x_2) + F_{t3} \cdot x_2 \quad (5.111)$$

$$M_{oxy(II(0))} = -R_{BZ} \cdot (c+0) + F_{t3} \cdot 0 = -2737,2 \cdot 35 = -95\,802 \text{ Nmm} \quad (5.112)$$

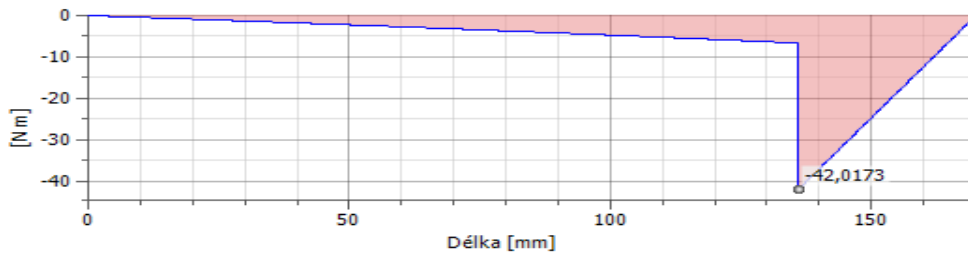
$$M_{oxy(II(c+d))} = -R_{BZ} \cdot (2 \cdot c + d) + F_{t3} \cdot (c+d) \quad (5.113)$$

$$M_{oxy(II(c+d))} = -2737,2 \cdot 170 + 3446,8 \cdot 135 = 0 \text{ Nmm}$$

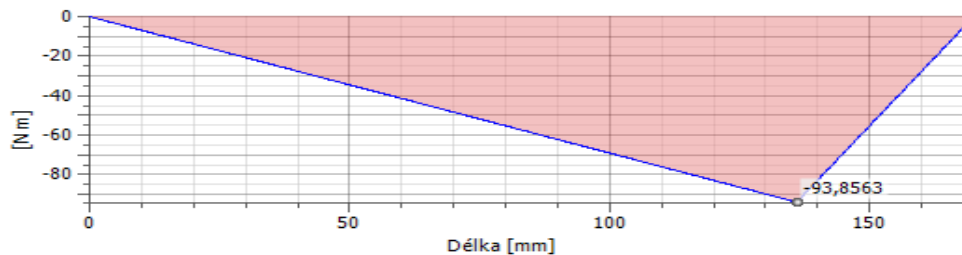
Výsledný moment:

$$M_o = \sqrt{M_{oxy}^2 + M_{oxz}^2} = \sqrt{(-43\,229)^2 + (-95\,802)^2} = 105\,104 \text{ Nmm} \quad (5.114)$$

Grafy:



Obr. 5.9. - Průběh a velikost ohybového momentu při zatížení redukcí v rovině XY



Obr. 5.10. - Průběh a velikost ohybového momentu při zatížení redukcí v rovině XZ

Větší ohybový moment je při zatížení redukcí: $M_{o1(0,5)} = 105\,104 \text{ Nmm}$

5.4.2 Výstupní hřídel

Výpočet silových poměrů na hřídeli $r_2 = 62,868 \text{ mm}$, $r_4 = 90,694 \text{ mm}$.

a) Bez redukce otáček

$$\text{Obvodová síla: } F_{t2} = F_{t1} = 2260,2 \text{ N} \quad (5.115)$$

$$\text{Axiální složka síly: } F_{a1} = F_{a2} = 563,5 \text{ N} \quad (5.116)$$

$$\text{Radiální složky sil: } F_{r1} = F_{r2} = 847,8 \text{ N} \quad (5.117)$$

$$F_{VRy} = F_{VR} \cdot \cos \frac{\beta}{2} = 2250 \cdot \cos 5^\circ 52' = 2238,2 \text{ N} \quad (5.118)$$

$$\text{Složka síly do osy z: } F_{VRz} = F_{VR} \cdot \sin \frac{\beta}{2} = 2250 \cdot \sin 5^\circ 52' = 230 \text{ N} \quad (5.119)$$

b) Při redukci otáček

$$\text{Obvodová síla: } F_{t4} = F_{t3} = 3446,8 \text{ N} \quad (5.120)$$

$$\text{Axiální složka síly: } F_{a3} = F_{a4} = 859,4 \text{ N} \quad (5.121)$$

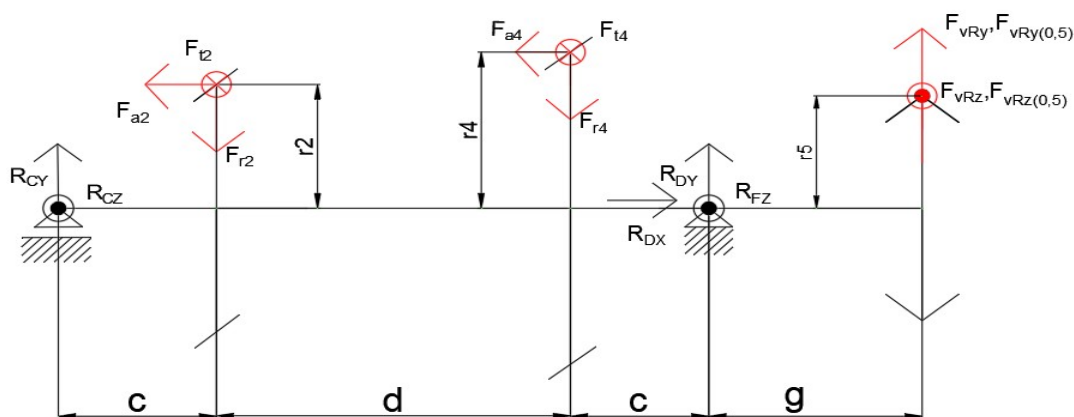
$$\text{Radiální složky sil: } F_{r3} = F_{r4} = 1\,292,9 \text{ N} \quad (5.122)$$

$$F_{VR(0,5)y} = F_{VR(0,5)} \cdot \cos \frac{\beta}{2} = 4500 \cdot \cos 5^\circ 52' = 4476,4 \text{ N} \quad (5.123)$$

Složka obvodové síly do osy z:

$$F_{VR(0,5)z} = F_{VR(0,5)} \cdot \sin \frac{\beta}{2} = 4500 \cdot \sin 5^\circ 52' = 460 \text{ N} \quad (5.124)$$

Vzdálenosti: $c = 35 \text{ mm}$, $d = 100 \text{ mm}$, $g = 60 \text{ mm}$



Obr. 5.11. - Schéma zatížení výstupní hřídele

5.4.2.1 Zatížení hřídele bez redukce otáček

Rovnice rovnováhy:

$$x: 1) R_{DX} - F_{a2} = 0 \Rightarrow R_{DX} = F_{a2} = 563,5 \text{ N} \quad (5.125)$$

$$y: 2) R_{CY} + R_{DY} - F_{t2} + F_{vRy} = 0 \quad (5.126)$$

$$z: 3) R_{CZ} + R_{DZ} - F_{t2} + F_{vRz} = 0 \quad (5.127)$$

Momentová rovnice rovnováhy k podpoře C:

(kladný směr je proti směru hodinových ručiček):

$$\text{v rovině } xy: F_{a2} \cdot r_2 - F_{t2} \cdot c + R_{DY} \cdot (2 \cdot c + d) + F_{vRy} \cdot (2 \cdot c + d + g) = 0 \quad (5.128)$$

$$\text{v rovině } xz: -F_{t2} \cdot c + R_{DZ} \cdot (2 \cdot c + d) + F_{vRz} \cdot (2 \cdot c + d + g) = 0 \quad (5.129)$$

Reakce:

$$R_{DY} = \frac{F_{t2} \cdot c - F_{a2} \cdot r_2 - F_{vRy} \cdot (2 \cdot c + d + g)}{(2 \cdot c + d)}$$

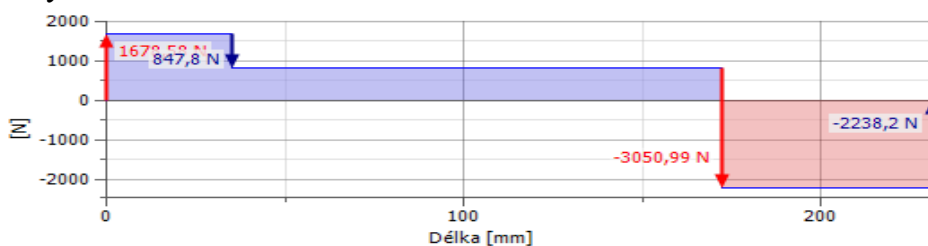
$$R_{DY} = \frac{847,8 \cdot 35 - 563,5 \cdot 69,154 - 2238,2 \cdot (35 + 100 + 35 + 60)}{(70 + 100)} = -3082,8 \text{ N}$$

$$R_{DZ} = \frac{F_{t2} \cdot c - F_{vRz} \cdot (2 \cdot c + d + g)}{(2 \cdot c + d)} = \frac{2260,2 \cdot 35 - 230 \cdot (2 \cdot 35 + 100 + 60)}{(2 \cdot 35 + 100)} = 154 \text{ N}$$

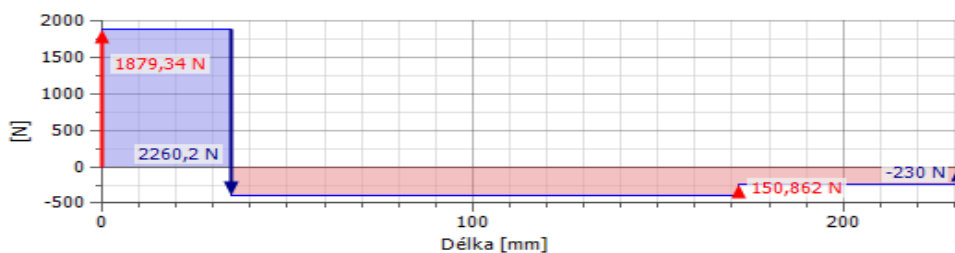
$$R_{CY} = -R_{DY} + F_{t2} - F_{vRy} = -(-3082,8) + 847,8 - 2238,2 = 1692,4 \text{ N}$$

$$R_{CZ} = -R_{DZ} + F_{t2} - F_{vRz} = -154 + 2260,2 - 230 = 1876,2 \text{ N}$$

Grafy:



Obr. 5.12. Průběh a velikosti reakcí při zatížení bez redukce v rovině XY



Obr. 5.13. Průběh a velikosti reakcí při zatížení bez redukce v rovině XZ

Určení momentů v nosníku (pomocí vnitřních statických účinků), řezy jsou prováděny zprava:

V rovině xy:

$$1. \text{ úsek: } x_1 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow g): M_{oxy(I)} = F_{vRy} \cdot x_1 \quad (5.130)$$

$$M_{oxy(I(g))} = F_{vRy} \cdot x_1 = F_{vRy} \cdot g = 2238,2 \cdot 60 = 134\,292 \text{ Nmm}$$

$$2. \text{ úsek: } x_2 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow c+d): M_{oxy(II)} = -F_{vRy} \cdot (g+x_2) - R_{Dy} \cdot x_2 \quad (5.131)$$

$$M_{oxy(II(0))} = F_{vRy} \cdot (g+0) + R_{Dy} \cdot 0 = 2238,2 \cdot 60 = 134\,292 \text{ Nmm} \quad (5.132)$$

$$M_{oxy(II(c+d))} = F_{vRy} \cdot (g+c+d) - R_{Dy} \cdot (c+d) \quad (5.133)$$

$$M_{oxy(II(c+d))} = 2238,2 \cdot (60+100+35) - 3082,8 \cdot (100+35) = 26\,271 \text{ Nmm}$$

$$3. \text{ úsek: } x_3 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow c):$$

$$M_{oxy(III)} = F_{vRy} \cdot (g+c+d+x_3) - R_{Dy} \cdot (c+d+x_3) - F_{r2} \cdot x_3 + F_{a2} \cdot r_2 \quad (5.134)$$

$$M_{oxy(III(0))} = F_{vRy} \cdot (g+c+d+0) - R_{Dy} \cdot (c+d+0) - F_{r2} \cdot 0 + F_{a2} \cdot r_2 \quad (5.135)$$

$$M_{oxy(III(0))} = 2238,2 \cdot (60+35+100) - 3082,8 \cdot (35+100) + 563,5 \cdot 69,154 = 55\,602 \text{ Nmm}$$

$$M_{oxy(III(c))} = F_{vRy} \cdot (g+c+d+c) - R_{Dy} \cdot (c+d+c) - F_{r2} \cdot c + F_{a2} \cdot r_2 \quad (5.136)$$

$$M_{oxy(III(c))} = 2238,2 \cdot 230 - 3082,8 \cdot 170 - 847,8 \cdot 35 + 563,5 \cdot 69,154 = 0 \text{ Nmm}$$

V rovině xz:

$$1. \text{ úsek: } x_1 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow g): M_{oxy(I)} = F_{vRz} \cdot x_1 \quad (5.137)$$

$$M_{oxy(I(c))} = F_{vRz} \cdot c = 230 \cdot 60 = 13\,800 \text{ Nmm}$$

$$2. \text{ úsek: } x_2 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow c+d): M_{oxy(II)} = F_{vRz} \cdot (g+x_2) + R_{Dz} \cdot x_2 \quad (5.138)$$

$$M_{oxy(II(0))} = 230 \cdot (60+0) + 100 \cdot 0 = 13\,800 \text{ Nmm} \quad (5.139)$$

$$M_{oxy(II(c+d))} = 230 \cdot (60+35+100) + 154 \cdot (35+100) = 65\,640 \text{ Nmm} \quad (5.140)$$

3. úsek: x_3 v intervalu $(0 \rightarrow c)$:

$$M_{oxy(III)} = F_{vRz} \cdot (g + c + d + x_3) + R_{DZ} \cdot (c + d + x_3) - F_{t2} \cdot x_3 \quad (5.141)$$

$$M_{oxy(III(0))} = F_{vRz} \cdot (g + c + d + 0) + R_{DZ} \cdot (c + d + 0) - F_{t2} \cdot 0 \quad (5.142)$$

$$M_{oxy(III(0))} = 230 \cdot (60 + 35 + 100 + 0) + 154 \cdot (35 + 100 + 0) = 65\,640 \text{ Nmm}$$

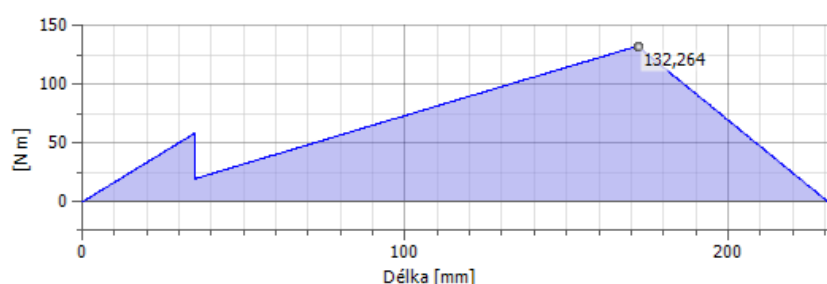
$$M_{oxy(III(c))} = F_{vRz} \cdot (2c + d + g) + R_{DZ} \cdot (2c + d) - F_{t2} \cdot c \quad (5.143)$$

$$M_{oxy(III(c))} = 230 \cdot (2 \cdot 35 + 100 + 60) + 154 \cdot (2 \cdot 35 + 100) - 2260 \cdot 2 \cdot 35 = 0 \text{ Nmm}$$

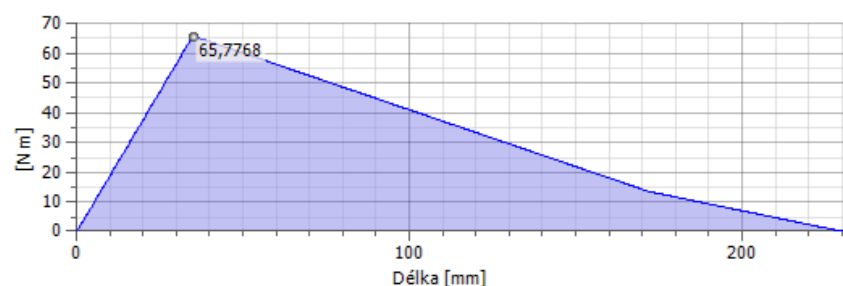
Výsledný moment:

$$M_o = \sqrt{M_{oxy}^2 + M_{oxz}^2} = \sqrt{(134\,292)^2 + (65\,640)^2} = 149\,476 \text{ Nmm} \quad (5.144)$$

Grafy:



Obr. 5.14. Průběh ohybového momentu při zatížení bez redukce v rovině XY



Obr. 5.15. Průběh ohybového momentu při zatížení bez redukce v rovině XZ

5.4.2.2 Zatížení hřídele redukcí otáček

Rovnice rovnováhy:

$$x: 1) R_{DX} - F_{a4} = 0 \Rightarrow R_{DX} = F_{a4} = 859,4 \text{ N} \quad (5.145)$$

$$y: 2) R_{CY} + R_{DY} - F_{r4} + F_{vRy(0,5)} = 0 \quad (5.146)$$

$$z: 3) R_{CZ} + R_{DZ} - F_{t2} + F_{vRz(0,5)} = 0 \quad (5.147)$$

Momentová rovnice rovnováhy k podpoře C:

(kladný směr je proti směru hodinových ručiček):

$$\text{v rovině xy: } F_{a4} \cdot r_4 - F_{r4} \cdot (c+d) + R_{DY} \cdot (2 \cdot c+d) + F_{vRy(0,5)} \cdot (2 \cdot c+d+g) = 0 \quad (5.148)$$

$$\text{v rovině xz: } -F_{t4} \cdot (c+d) + R_{DZ} \cdot (2 \cdot c+d) + F_{vRz(0,5)} \cdot (2c+d+g) = 0 \quad (5.149)$$

Reakce:

$$R_{DY} = \frac{F_{r4} \cdot (c+d) - F_{a4} \cdot r_4 - F_{vRy(0,5)} \cdot (2 \cdot c + d + g)}{(2 \cdot c + d)}$$

$$R_{DY} = \frac{1292,9 \cdot (35+100) - 859,4 \cdot 90,694 - 4476,4 \cdot (2 \cdot 35 + 100 + 60)}{(2 \cdot 35 + 100)} = -5488 \text{ N}$$

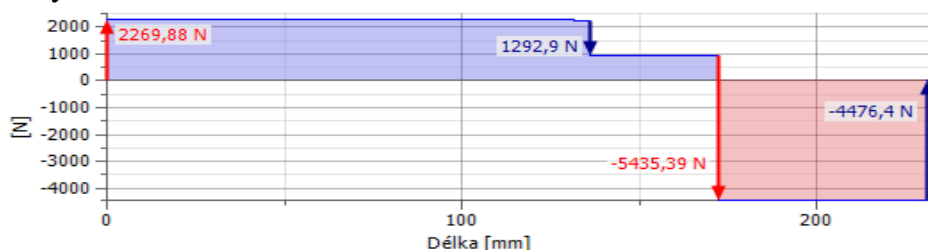
$$R_{DZ} = \frac{F_{t4} \cdot (c+d) - F_{vRz(0,5)} \cdot (2 \cdot c + d + g)}{(2 \cdot c + d)}$$

$$R_{DZ} = \frac{3446,8 \cdot (35+100) - 460 \cdot (2 \cdot 35 + 100 + 60)}{(2 \cdot 35 + 100)} = 2114,8 \text{ N}$$

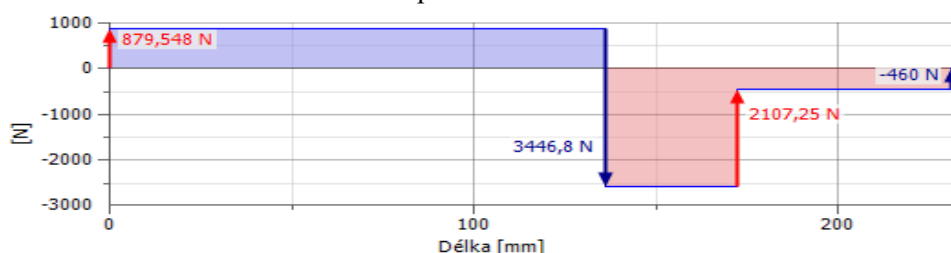
$$R_{CY} = -R_{DY} + F_{r4} - F_{vRy(0,5)} = -(-5488) + 1292,9 - 4476,4 = 2304,5 \text{ N}$$

$$R_{CZ} = -R_{DZ} + F_{t4} - F_{vRz(0,5)} = -2114,8 + 3446,8 - 460 = 872 \text{ N}$$

Grafy:



Obr. 5.16. Průběh a velikosti reakcí při zatížení redukcí v rovině XY



Obr. 5.17. Průběh a velikosti reakcí při zatížení redukcí v rovině XZ

Určení momentů v nosníku (pomocí vnitřních statických účinků), řezy jsou prováděny zprava:

V rovině xy:

$$1. \text{ úsek: } x_1 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow g): M_{oxy(I)} = F_{vRy(0,5)} \cdot x_1 \quad (5.150)$$

$$M_{oxy(I(g))} = F_{vRy} \cdot x_1 = F_{vRy} \cdot g = 4476,4 \cdot 60 = 268584 \text{ Nmm}$$

$$2. \text{ úsek: } x_2 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow c): M_{oxy(II)} = F_{vRy(0,5)} \cdot (g + x_2) - R_{Dy} \cdot x_2 \quad (5.151)$$

$$M_{oxy(II(0))} = F_{vRy(0,5)} \cdot (g + 0) - R_{Dy} \cdot 0 = 4476,4 \cdot 60 = 268584 \text{ Nmm}$$

$$M_{oxy(II(c))} = F_{vRy(0,5)} \cdot (g + c) - R_{Dy} \cdot c \quad (5.152)$$

$$M_{oxy(II(c))} = 4476,4 \cdot (60 + 35) - 5488 \cdot 35 = 233178 \text{ Nmm}$$

$$3. \text{ úsek: } x_3 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow c+d):$$

$$M_{oxy(III)} = F_{vRy(0,5)} \cdot (g + c + x_3) - R_{Dy} \cdot (c + x_3) - F_{r4} \cdot x_3 + F_{a4} \cdot r_4 \quad (5.153)$$

$$M_{oxy(III(0))} = F_{vRy(0,5)} \cdot (g+c+0) - R_{Dy} \cdot (c+0) - F_{r2} \cdot 0 + F_{a4} \cdot r_4 \quad (5.154)$$

$$M_{oxy(III(0))} = 4476,4 \cdot (60+35) - 5488 \cdot 35 + 859,4 \cdot 90,694 = 311\,120 \text{ Nmm}$$

$$M_{oxy(III(c))} = F_{vRy(0,5)} \cdot (g+c+d+c) - R_{Dy} \cdot (c+d+c) - F_{r4} \cdot c + F_{a4} \cdot r_4 \quad (5.155)$$

$$M_{oxy(III(c))} = 4476,4 \cdot 230 - 5488 \cdot 170 - 1292,9 \cdot 35 + 859,4 \cdot 90,694 = 0 \text{ Nmm}$$

V rovině xz:

$$1. \text{ úsek: } x_1 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow g): \quad M_{oxy(I)} = F_{vRz(0,5)} \cdot x_1 \quad (5.156)$$

$$M_{oxy(I(g))} = F_{vRz(0,5)} \cdot c = 460 \cdot 60 = 27\,600 \text{ Nmm}$$

$$2. \text{ úsek: } x_2 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow c): \quad M_{oxy(II)} = F_{vRz(0,5)} \cdot (g+x_2) + R_{DZ} \cdot x_2 \quad (5.157)$$

$$M_{oxy(II(0))} = 460 \cdot (60+0) + 2304,5 \cdot 0 = 27\,600 \text{ Nmm} \quad (5.158)$$

$$M_{oxy(II(c))} = 460 \cdot (60+35) + 2304,5 \cdot 35 = 122\,358 \text{ Nmm} \quad (5.159)$$

3. úsek: x_3 v intervalu $(0 \rightarrow c+d)$:

$$M_{oxy(III)} = F_{vRz(0,5)} \cdot (g+c+x_3) + R_{DZ} \cdot (c+x_3) - F_{t4} \cdot x_3 \quad (5.160)$$

$$M_{oxy(III(0))} = F_{vRz(0,5)} \cdot (g+c+0) + R_{DZ} \cdot (c+0) - F_{t4} \cdot 0 \quad (5.161)$$

$$M_{oxy(III(0))} = 460 \cdot (60+35) + 2304,5 \cdot 35 = 120\,358 \text{ Nmm} \quad (5.162)$$

$$M_{oxy(III(c))} = F_{vRz} \cdot (2c+d+g) + R_{DZ} \cdot (2c+d) - F_{t4} \cdot (c+d) \quad (5.163)$$

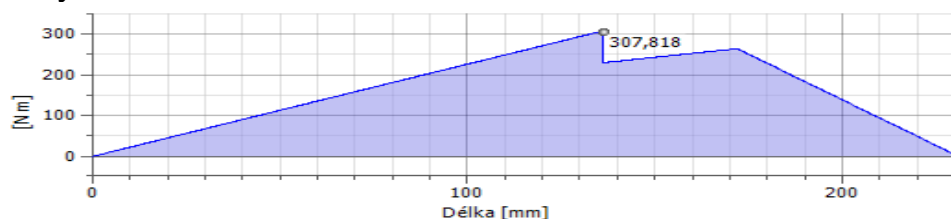
$$M_{oxy(III(c))} = 460 \cdot (2 \cdot 35 + 100 + 60) + 124\,358 \cdot (2 \cdot 35 + 100) - 3446,8 \cdot (35 + 100) = 0 \text{ Nmm}$$

Výsledný moment:

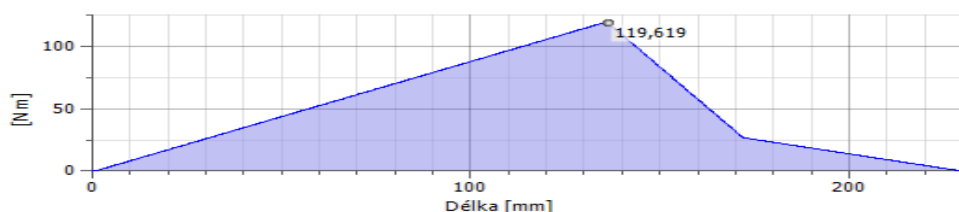
$$M_o = \sqrt{M_{oxy}^2 + M_{oxz}^2} = \sqrt{(311\,120)^2 + (122\,358)^2} = 334\,316 \text{ Nmm} \quad (5.164)$$

Větší moment je při zatížení hřídele při redukci: $M_{o2(0,5)} = 334\,316 \text{ Nmm}$

Grafy:



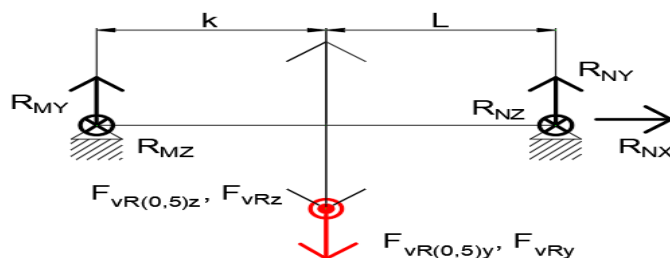
Obr. 5.18. Průběh a velikosti ohybového momentu při zatížení redukcí v rovině XY



Obr. 5.19. Průběh a velikost ohybového momentu při zatížení redukcí v rovině XZ

5.4.3 Hřídel pod hnanou řemenicí

$k=l= 50 \text{ mm}$, $F_{vR(0,5)y} = 4476,4 \text{ N}$, $F_{vR(0,5)z} = 460 \text{ N}$, $F_{vRy} = 2238,2 \text{ N}$, $F_{vRz} = 230 \text{ N}$



Obr. 5.20. Schéma zatížení hřídele

5.4.3.1 Zatížení hřídele bez redukce otáček

Rovnice rovnováhy:

$$y: 2) R_{MY} + R_{NY} - F_{vRy} = 0 \quad (5.165)$$

$$z: 3) -R_{MZ} - R_{NZ} + F_{vRz} = 0 \quad (5.166)$$

Momentová rovnice rovnováhy k bodu M: (kladný směr je proti směru hodinových ručiček):

$$V \text{ rovině } xy: -F_{vRy} \cdot k + R_{NY} \cdot (k+l) = 0 \quad (5.167)$$

$$V \text{ rovině } xz: -R_{NZ} \cdot (k+l) + F_{vRz} \cdot k = 0 \quad (5.168)$$

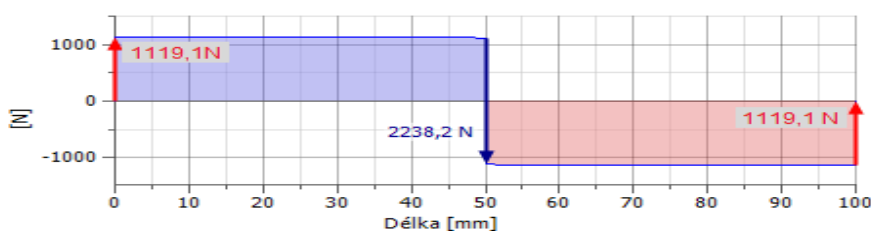
Reakce:

$$R_{NY} = \frac{F_{vRy} \cdot k}{(k+l)} = \frac{2238,2 \cdot 50}{100} = 1119,1 \text{ N} \quad , \quad R_{NZ} = \frac{F_{vRz} \cdot k}{(k+l)} = \frac{230 \cdot 50}{100} = 115 \text{ N}$$

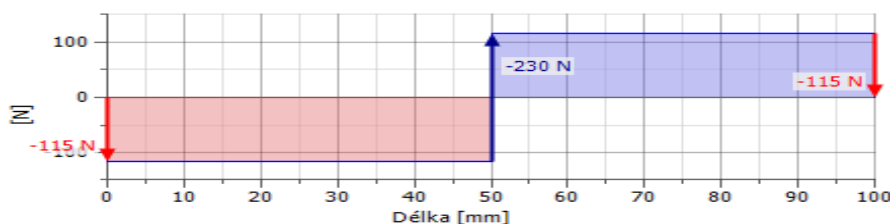
$$R_{MY} = -R_{NY} + F_{vRy} = -1119,1 + 2238,2 = 1119,1 \text{ N}$$

$$R_{MZ} = R_{NZ} - F_{vRz} = 115 - 230 = -115 \text{ N}$$

Grafy:



Obr. 5.21. Průběh a velikosti reakcí při zatížení bez redukce v rovině XY



Obr. 5.22. Průběh a velikosti reakcí při zatížení bez redukce v rovině XZ

Určení momentů v nosníku, řezy jsou prováděny zprava: Zde stačí určit moment v jedné z délek nosníku (symetrické zatížení):

$$\text{V rovině xy: 1. úsek, } x_1 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow L): M_{oxy(I)} = R_{NY} \cdot x_1 \quad (5.169)$$

$$M_{oxy(I(L))} = R_{NY} \cdot L = 1119,1 \cdot 50 = 55\,955 \text{ Nmm}$$

$$\text{V rovině xz: 1. úsek, } x_1 \text{ v intervalu } (0 \rightarrow L): M_{oxz(I)} = -R_{NZ} \cdot x_1 \quad (5.170)$$

$$M_{oxz(I(L))} = -R_{NZ} \cdot L = -115 \cdot 50 = -5750 \text{ Nmm}$$

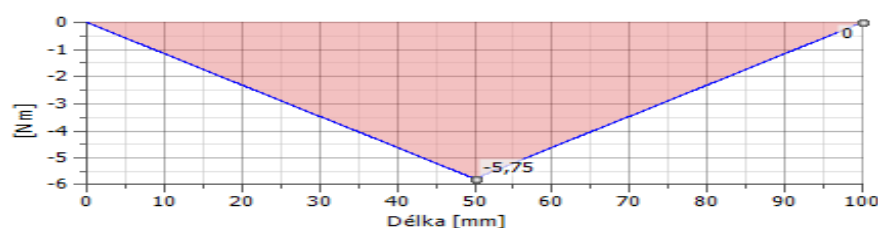
Výsledný moment:

$$M_o = \sqrt{M_{oxy}^2 + M_{oxz}^2} = \sqrt{(55\,955)^2 + (-5\,750)^2} = 56\,250 \text{ Nmm} \quad (5.171)$$

Grafy:



Obr. 5.23. Průběh a velikost ohybového momentu při zatížení bez redukce v rovině XY



Obr. 5.24. Průběh a velikost ohybového momentu při zatížení bez redukce v rovině XY

5.4.3.2 Zatížení hřídele redukcí otáček

Rovnice rovnováhy:

$$\text{y: 1) } R_{MY} + R_{NY} - F_{vRy(0,5)} = 0, \quad (5.172)$$

$$\text{z: 2) } -R_{MZ} - R_{NZ} + F_{vRz(0,5)} = 0 \quad (5.173)$$

Momentová rovnice rovnováhy k bodu H: (kladný směr je proti směru hodinových ručiček):

$$\text{v rovině xy: } -F_{vRy(0,5)} \cdot k + R_{NY} \cdot (k+l) = 0 \quad (5.174)$$

$$\text{v rovině xz: } -R_{NZ} \cdot (k+l) + F_{vRz(0,5)} \cdot k = 0 \quad (5.175)$$

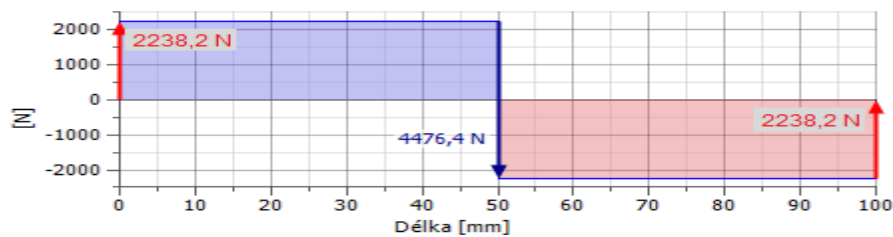
Reakce:

$$R_{NY} = \frac{F_{vRy(0,5)} \cdot k}{(k+l)} = \frac{4476,4 \cdot 50}{100} = 2\,238,2 \text{ N}, \quad R_{NZ} = \frac{F_{vRz(0,5)} \cdot k}{(k+l)} = \frac{460 \cdot 50}{100} = 230 \text{ N}$$

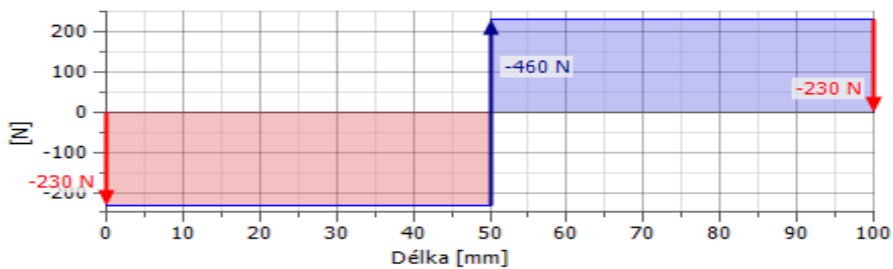
$$R_{MY} = -R_{NY} + F_{vRy(0,5)} = -2\,238,2 + 4476,4 = 2\,238,2 \text{ N}$$

$$R_{MZ} = R_{NZ} - F_{vRz(0,5)} = 230 - 460 = -230 \text{ N}$$

Grafy:



Obr. 5.25. Průběh a velikosti reakcí při zatížení redukcí v rovině XY



Obr. 5.26. Průběh a velikosti reakcí při zatížení redukcí v rovině XZ

Určení momentů v nosníku, řezy jsou prováděny zprava: Zde stačí určit moment v jedné z délek nosníku (symetrické zatížení):

V rovině xy: 1. úsek, x_1 v intervalu $(0 \rightarrow L)$: $M_{oxy(I)} = R_{NY} \cdot x_1$ (5.176)

$$M_{oxy(I(L))} = R_{NY} \cdot L = 2238,2 \cdot 50 = 111\,910 \text{ Nmm}$$

V rovině xz: 1. úsek, x_1 v intervalu $(0 \rightarrow L)$: $M_{oxz(I)} = -R_{NZ} \cdot x_1$ (5.177)

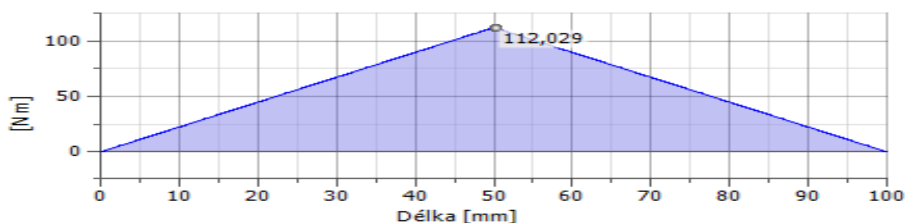
$$M_{oxz(I(L))} = -R_{NZ} \cdot L = 230 \cdot 50 = -11\,500 \text{ Nmm}$$

Výsledný moment:

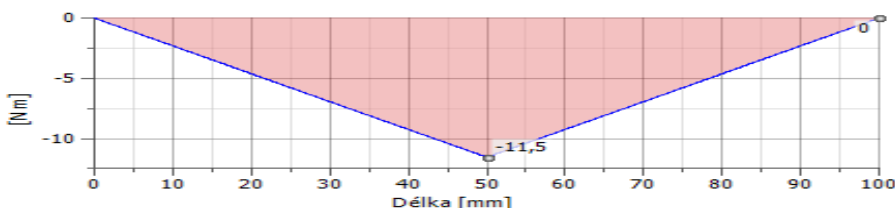
$$M_o = \sqrt{M_{oxy}^2 + M_{oxz}^2} = \sqrt{(111\,910)^2 + (-11\,500)^2} = 112\,500 \text{ Nmm} \quad (5.178)$$

Větší ohybový moment je při zatížení redukcí $M_{o3(0,5)} = 112\,500 \text{ Nmm}$

Grafy:



Obr. 5.27. Průběh a velikosti ohybového momentu při zatížení redukcí v rovině XY



Obr. 5.28. Průběh a velikosti ohybového momentu při zatížení redukcí v rovině XZ

5.5 Návrhy minimálních průměrů hřídelí

Materiál výstupní hřídele a pod hnací řemenicí: **12 060.7:**

Hodnoty z tabulek 5.8, 5.9, 5.10

($\sigma_{DII} = 120 \text{ MPa}$, $\tau_{DII} = 70 \text{ MPa}$, $\sigma_{Co} = 240 \text{ MPa}$, $\tau_{CK} = 175 \text{ MPa}$),

Materiál vstupní hřídele **14 220.4:** ($\sigma_{DII} = 375 \text{ MPa}$, $\tau_{DII} = 210 \text{ MPa}$,
 $\sigma_{Co} = 280 \text{ MPa}$, $\tau_{CK} = 200 \text{ MPa}$)

Minimální průměry hřídelů jsou navrhovány podle dvou hledisek:

1. Míjivého namáhání ohybového a míjivého namáhání krutem
2. Mez únav v ohybu a v krutu:

5.5.1 Vstupní - $M_{o1(0,5)} = 105\,104 \text{ Nmm}$, $M_{k1} = 142\,093 \text{ Nmm}$.

$$d_7 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_{o1(0,5)}}{\pi \cdot \sigma_{DII}}\right) + \left(\frac{16 \cdot M_{k1} \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot \tau_{DKII}}\right)} \quad (5.179)$$

$$d_7 = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 105\,104}{\pi \cdot 375}\right) + \left(\frac{16 \cdot 142\,093 \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot 210}\right)} \geq 20,7 \text{ mm}$$

$$d_7 \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_{o1(0,5)}}{\pi \cdot \sigma_{Co}}\right) + \left(\frac{16 \cdot M_{k1} \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot \tau_{CK}}\right)} \quad (5.180)$$

$$d_7 = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 105\,104}{\pi \cdot 280}\right) + \left(\frac{16 \cdot 142\,093 \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot 200}\right)} \geq 21,6 \text{ mm} \quad \text{Volím min. průměr hřídele } 30 \text{ mm.}$$

5.5.2 Výstupní hřídel - $M_{o2(0,5)} = 334\,316 \text{ Nmm}$, $M_{k2(0,5)} = 312\,605 \text{ Nmm}$

$$d_{12} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_{o2(0,5)}}{\pi \cdot \sigma_{DII}}\right) + \left(\frac{16 \cdot M_{k2(0,5)} \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot \tau_{DKII}}\right)} \quad (5.181)$$

$$d_{12} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 334\,316}{\pi \cdot 120}\right) + \left(\frac{16 \cdot 312\,605 \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot 70}\right)} \geq 40,8 \text{ mm}$$

$$d_{12} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_{o2(0,5)}}{\pi \cdot \sigma_{Co}}\right) + \left(\frac{16 \cdot M_{k2(0,5)} \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot \tau_{CK}}\right)} \quad (5.182)$$

$$d_{12} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 334\,316}{\pi \cdot 240}\right) + \left(\frac{16 \cdot 312\,605 \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot 175}\right)} \geq 31,1 \text{ mm} \quad \text{Volím min. průměr hřídele } 50 \text{ mm.}$$

5.5.3 Hřídel pod hnanou řemenicí -

$M_{o3(0,5)} = 112\,500 \text{ Nmm}$, $M_{k3(0,5)} = 484\,538 \text{ Nmm}$

$$d_{16} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_{o3(0,5)}}{\pi \cdot \sigma_{DII}}\right) + \left(\frac{16 \cdot M_{k3(0,5)} \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot \tau_{DKII}}\right)} \quad (5.183)$$

$$d_{16} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 112\,500}{\pi \cdot 375}\right) + \left(\frac{16 \cdot 484\,538 \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot 210}\right)} \geq 28,6 \text{ mm}$$

$$d_{16} \geq \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot M_{o3(0,5)}}{\pi \cdot \sigma_{Co}}\right) + \left(\frac{16 \cdot M_{k3(0,5)} \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot \tau_{CK}}\right)} \quad (5.183)$$

$$d_{16} = \sqrt[3]{\left(\frac{32 \cdot 112\,500}{\pi \cdot 280}\right) + \left(\frac{16 \cdot 484\,538 \cdot \sqrt{3}}{\pi \cdot 200}\right)} \geq 29,4 \text{ mm} \quad \text{Volím min. průměr hřídele } 50 \text{ mm.}$$

5.5.4 Drážkovaná hřídel na výstupní hřídeli pro synchronní spojku

Účinná plocha:

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) = \frac{3}{4} \cdot 10 \cdot \left(\frac{78-72}{2} - 2 \cdot 0,2 \right) = 19,5 \text{ mm}^2 \quad (5.184)$$

Minimální délka drážkování:

$$L \geq \frac{4 \cdot M_{k2(0,5)}}{(D+d) \cdot p_D \cdot f'} = \frac{4 \cdot 312605}{(78+72) \cdot 20 \cdot 19,5} = 21,4 \text{ mm} \quad \text{Volím délku 30 mm.} \quad (5.185)$$

Volím 72 x 78 x 10 x 12 - 30 ISO 14

Minimální patní průměr drážkování:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 312605}{\pi \cdot 70}} = 28,3 \text{ mm} \quad \text{volím průměr } d_1 = 72 \text{ mm.} \quad (5.186)$$

5.5.5 Drážkovaná hřídel na vstupní hřídeli

Účinná plocha:

$$f' = \frac{3}{4} \cdot z \cdot \left(\frac{D-d}{2} - 2 \cdot f \right) = \frac{3}{4} \cdot 36 \cdot \left(\frac{34-30,5}{2} - 2 \cdot 0,2 \right) = 36,45 \text{ mm}^2 \quad (5.187)$$

Minimální délka drážkování:

$$L \geq \frac{4 \cdot M_{k1}}{(D+d) \cdot p_D \cdot f'} = \frac{4 \cdot 142093}{(34+30,5) \cdot 20 \cdot 36,45} = 12,1 \text{ mm} \quad \text{Volím délku 30 mm.} \quad (5.188)$$

Volím 34 - 40 ČSN 01 4933

Minimální patní průměr drážkování:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 142093}{\pi \cdot 70}} = 21,8 \text{ mm} \quad \text{volím průměr } d_1 = 30,5 \text{ mm.} \quad (5.189)$$

5.6 Další návrhy

5.6.1 Návrh třecí spojky - $d_m = 150 \text{ mm} \rightarrow r_m = 75 \text{ mm}$, $f = 0,4$, $M_{k1} = 142093$

N_{mm} , $k_w = 1,5$

$$\text{Třecí úhel: } \varphi = \arctan(f) = \arctan(0,4) = 22^\circ \quad (5.190)$$

Axiální síla:

$$F_a = \frac{M_k \cdot k_w}{r_m \cdot f} \cdot \sin \varphi = \frac{M_{k1} \cdot k_w}{r_m \cdot f} \cdot \sin \varphi = \frac{142093 \cdot 1,5}{75 \cdot 0,4} \cdot \sin 22^\circ = 2662 \text{ N} \quad (5.191)$$

Z důvodu velké axiální síly volím paralelní řazení 10 pružin.

Tlak na stykovou plochu:

$$p = \frac{F_a \cdot f \cdot r_m}{M_k \cdot k_w \cdot \sin \varphi} = \frac{F_a \cdot f \cdot r_m}{M_{k1} \cdot k_w \cdot \sin \varphi} = \frac{2662 \cdot 0,4 \cdot 75}{142093 \cdot 1,5 \cdot \sin 22^\circ} = 1 \text{ MPa} \quad (5.192)$$

Šířka délka stykové plochy:

$$b = \frac{2 \cdot F_a}{2 \cdot \pi \cdot p \cdot d_m \cdot \sin \varphi} = \frac{F_a}{\pi \cdot p \cdot d_m \cdot \sin \varphi} = \frac{2662}{\pi \cdot 1 \cdot 150 \cdot \sin 22^\circ} = 15 \text{ mm} \quad (5.193)$$

5.6.1.1 Návrh pružiny tlačné šroubovitě vinuté

Materiál pružiny 13 251.1 ($\tau_{DKII} = 250 \text{ MPa}$)

$$\text{Axiální síla: } F_{ai} = \frac{F_a}{i_p} = \frac{2662}{10} = 266,2 \text{ N} \quad (5.194)$$

Kroutí moment vyvolaný axiální silou:

$$M_{k8} = F_{ai} \cdot \left(\frac{D}{2}\right) = 266,2 \cdot \left(\frac{25}{2}\right) = 3327,5 \text{ Nmm} \quad (5.195)$$

Průměr drátu pružiny:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k8}}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3327,5}{\pi \cdot 250}} = 4,08 \text{ mm} \quad \text{volím } d_i = 5 \text{ mm.} \quad (5.196)$$

$$\text{Poměr vinutí: } i = \frac{D}{d} = \frac{25}{5} = 5 \quad (5.197)$$

$$\text{Wahlův korekční součinitel: } K = \frac{i+0,2}{i-1} = \frac{5+0,2}{5-1} = 1,255 \quad (5.198)$$

Zpřesněný průměr drátu:

$$d_{i+1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k8} \cdot K}{\pi \cdot \tau_{DK}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3327,5 \cdot 1,255}{\pi \cdot 250}} = 4,4 \text{ mm} \quad \text{Volím } d_{i+1} = 5 \text{ mm.} \quad (5.199)$$

Předpokládaná tuhost pružiny:

deformace pracovní $h = 2 \text{ mm}$, předpětí $F_1 = 50 \text{ N}$

$$k = \frac{F_{ai}}{y} = \frac{266,2 - 50}{2} = 108,1 \text{ N/mm} \quad (5.200)$$

Počet činných závitů:

$$n = \frac{G \cdot d}{8 \cdot k \cdot i^3} = \frac{G \cdot d}{8 \cdot k \cdot i^3} = \frac{80 \cdot 10^3 \cdot 5}{8 \cdot 108,1 \cdot 5^3} = 3,7 \text{ závitů} \quad \text{volím 4 závity.} \quad (5.201)$$

$$\text{Skutečná tuhost: } k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} = \frac{80000 \cdot 5^4}{8 \cdot 25^3 \cdot 3} = 100 \text{ N/mm} \quad (5.202)$$

Délka nezátížené pružiny:

$$L_0 = y_8 + 0,1 \cdot d \cdot n + d \cdot n + d \cdot n_z = 2 + 0,1 \cdot 5 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 5 \cdot 2 = 34 \text{ mm} \quad (5.203)$$

5.6.2 Návrh průměru pojistných kolíků

$d_1 = 43 \text{ mm}$, $d_2 = 65 \text{ mm}$, materiál kolíku 11 600 ($p_D = 60 \text{ MPa}$ (klidné zatížení),

$p_D = 15 \text{ MPa}$ (při natočení součástí), $\tau_{DSII} = 65 \text{ MPa}$)

$$\text{Obvodová síla: } F = \frac{2 \cdot M_{k3(0,5)}}{d_1} = \frac{2 \cdot 484\,538}{43} = 22\,537 \text{ N} \quad (5.204)$$

Průměr kolíku:

$$d = \frac{\sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \tau_{DsII}}}}{2} = \frac{\sqrt{\frac{4 \cdot 22\,537}{\pi \cdot 65}}}{2} = 10,5 \text{ mm} \quad \text{Volím } d = 12 \text{ mm.} \quad (5.205)$$

KOLÍK 12 x 75 B ISO 2338

Kontrola na otláčení v hřídeli:

$$p_{1max} = \frac{6 \cdot M_{k3(0,5)}}{d_1^3 \cdot d} = \frac{6 \cdot 484\,538}{43^3 \cdot 12} = 3 \text{ MPa} \quad (5.206)$$

Kontrola na otláčení mezi hřídelí a nábojem:

$$p_2 = \frac{4 \cdot M_{k3(0,5)}}{(D_2^2 - D_1^2) \cdot d} = \frac{4 \cdot 484\,538}{(65^2 - 43^2) \cdot 30} = 68 \text{ MPa} \quad \text{volím dva kolíky.} \quad (5.207)$$

5.7 Kontrola hřídelí

$k_p = 1,5$

Materiál výstupní hřídele a hřídele pod hnanou řemenicí: 12 060: ($R_m = 600 \text{ MPa}$, $R_e = 345 \text{ MPa}$, $\sigma_{CO} = 215 \text{ MPa}$, $\tau_{CK} = 150 \text{ MPa}$,

$\sigma_{DOII} = 120 \text{ MPa}$, $\tau_{DKII} = 70 \text{ MPa}$)

Materiál vstupní hřídele: 14 220.4: ($R_m = 800 \text{ MPa}$, $R_e = 500 \text{ MPa}$, $\sigma_{CO} = 280 \text{ MPa}$, $\tau_{CK} = 200 \text{ MPa}$, $\sigma_{DOII} = 375 \text{ MPa}$, $\tau_{DKII} = 210 \text{ MPa}$, $\sigma_{DprII} = 340 \text{ MPa}$)

Hodnoty jsou v tabulkách 5.8, 5.9, 5.10

5.7.1 Vstupní hřídel - $M_{k1} = 142\,093 \text{ Nmm}$, $M_{o1(0,5)} = 105\,104 \text{ Nmm}$

Kontrola na míjivé namáhání - $d_7 = 30 \text{ mm}$

Napětí:

$$\tau_{k7} = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d_7^3} = \frac{16 \cdot 142\,093}{\pi \cdot 30^3} = 26,8 \text{ MPa} \quad (5.208)$$

$$\sigma_{o7} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d_7^3} = \frac{32 \cdot 105\,104}{\pi \cdot 30^3} = 39,7 \text{ MPa} \quad (5.209)$$

Dílčí Bezpečnosti:

$$k_{kII} = \frac{\tau_{DKII}}{\tau_{k7}} = \frac{210}{26,8} = 7,8 \quad (5.210)$$

$$k_{oII} = \frac{\sigma_{DOII}}{\sigma_{o7}} = \frac{375}{39,7} = 9,5 \quad (5.211)$$

Celková bezpečnost:

$$\frac{1}{k_{II}^2} = \frac{1}{k_{oII}^2} + \frac{1}{k_{kII}^2} = \left(\frac{\sigma_{o7}}{\sigma_{DOII}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{k7}}{\tau_{DKII}} \right)^2 \rightarrow k_{II} = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_{o7}}{\sigma_{DOII}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{k7}}{\tau_{DKII}} \right)^2 \right)}} \quad (5.212)$$

$$k_{II} = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{39,7}{375} \right)^2 + \left(\frac{26,8}{210} \right)^2 \right)}} = 6,03 \quad k \text{ je větší než } k_p \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola na tlak v místě 1. osazení (míjivé napětí):

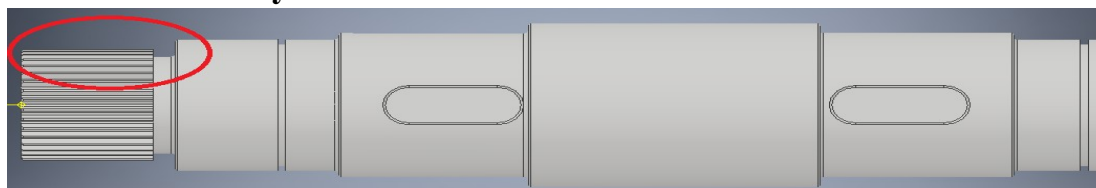
Tlakové napětí:

$$\sigma_{p1} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot (d_{10}^2 - d_7^2)} = \frac{4 \cdot 2662}{\pi \cdot (40^2 - 30,5^2)} = 5 \text{ MPa} \quad (5.213)$$

Bezpečnost v tlaku:

$$k_{prII} = \frac{\sigma_{DprII}}{\sigma_{p1}} = \frac{340}{5} = 68 \quad \text{je větší než } k_p \rightarrow \text{vyhovuje.} \quad (5.214)$$

Kontrola na vruby



Obr. 5.29 – Obrázek vstupní hřídele s označeným kritickým místech

Jemné drážkování :

$r = 0,4 \text{ mm}$, $\varepsilon_p = 0,94$ viz. diagram 5.12, $\varepsilon_{mk} = 0,82$ viz. diagram 5.11,
 $d_7 = 30,5 \text{ mm}$, $d_8 = 34 \text{ mm}$

Tvarový součinitel: $\alpha_k = 2,2$ pro krut z rozmezí $(2,2 \rightarrow 2,7)$

Součiniteli vrubové citlivosti:

$$\frac{r}{d_8} = \frac{0,4}{34} = 0,01 \quad (5.125)$$

Pro krut: $q = q_2(r, R_e/R_m) = q_2(0,4, 500/800) = 0,48$ viz. diagram 5.6

$$\text{Vrubový součinitel: } \beta_k = 1 + q \cdot (\alpha_k - 1) = 1 + 0,48 \cdot (2,2 - 1) = 1,576 \quad (5.216)$$

Mez únavy skutečné součásti:

$$\tau_{ck(skut)} = \frac{(\tau_{ck} \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_{mk})}{\beta_k} = \frac{200 \cdot 0,94 \cdot 0,82}{1,576} = 97,8 \text{ MPa} \quad (5.217)$$

Napětí:

$$\tau_{k7} = \alpha_k \cdot \left(\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d_7^3} \right) = 2,2 \cdot \left(\frac{16 \cdot 142093}{\pi \cdot 30,5^3} \right) = 56,1 \text{ MPa} \quad (5.218)$$

Bezpečnost:

$$k_{ck} = \frac{\tau_{ck(skut)}}{\tau_{k7}} = \frac{97,8}{56,1} = 1,7 \text{ je větší než } k_p \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.219)$$

1. Osazení: $d_9 = 30 \text{ mm}$, $d_{10} = 40 \text{ mm}$, $r = 1 \text{ mm}$, $\varepsilon_p = 0,94$, $\varepsilon_{mk} = 0,8$

Tvarový součinitel:

$$\frac{r}{d_9} = \frac{1}{30} = 0,03 \quad (5.220)$$

$$\frac{d_{10}}{d_9} = \frac{40}{30} = 1,33 \Rightarrow \text{Pro krut } \alpha_k = \mathbf{2,12} \text{ viz diagram 8} \quad (5.221)$$

Součiniteli vrubové citlivosti: Pro krut: $q = q_2 = 0,56$ viz. diagram 5.6

$$\text{Vrubový součinitel: } \beta_k = 1 + q \cdot (\alpha_k - 1) = 1 + 0,56 \cdot (2,12 - 1) = 1,6272 \quad (5.222)$$

Mez únavy skutečné součásti:

$$\tau_{ck(skut)} = \frac{(\tau_{ck} \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_{mk})}{\beta_k} = \frac{200 \cdot 0,94 \cdot 0,8}{1,6272} = 92,4 \text{ MPa} \quad (5.223)$$

Napětí:

$$\tau_{k9} = \frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot d_9^3} = \frac{16 \cdot 142\,093}{\pi \cdot 30^3} = 26,8 \text{ MPa} \quad (5.224)$$

Bezpečnost v krutu:

$$k_{ck} = \frac{\tau_{ck(skut)}}{\tau_{k9}} = \frac{92,4}{26,8} = 3,5 \text{ je větší než } k_p \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.225)$$

5.7.2 Výstupní hřídel

$M_{k2(0,5)} = 312\,605 \text{ Nmm}$, $M_{o2(0,5)} = 334\,316 \text{ Nmm}$

Kontrola na míjivá napětí

Napětí:

$$\sigma_{o12} = \frac{32 \cdot M_{o2(0,5)}}{\pi \cdot d_{12}^3} = \frac{32 \cdot 334\,316}{\pi \cdot 50^3} = 27,2 \text{ MPa} \quad (5.226)$$

$$\tau_{k12} = \frac{16 \cdot M_{k2(0,5)}}{\pi \cdot d_{12}^3} = \frac{16 \cdot 312\,605}{\pi \cdot 50^3} = 12,7 \text{ MPa} \quad (5.227)$$

Dílčí bezpečnosti:

$$k_{oII} = \frac{\sigma_{DOII}}{\sigma_{o12}} = \frac{120}{27,2} = 4,4 \quad (5.228)$$

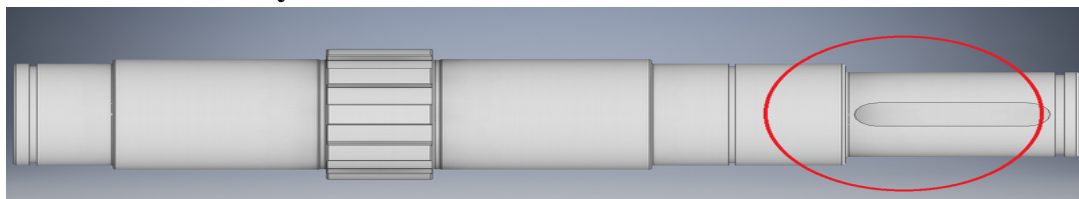
$$k_{cII} = \frac{\sigma_{DKII}}{\tau_{k12}} = \frac{70}{12,7} = 5,5 \quad (5.229)$$

Celková bezpečnost:

$$\frac{1}{k_{II}^2} = \frac{1}{k_{oII}^2} + \frac{1}{k_{kII}^2} = \left(\frac{\sigma_{o12}}{\sigma_{DOII}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{k12}}{\tau_{DKII}} \right)^2 \rightarrow k_{II} = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_{o12}}{\sigma_{DOII}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{k12}}{\tau_{DKII}} \right)^2 \right)}} \quad (5.230)$$

$$k_{II} = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{27,2}{120} \right)^2 + \left(\frac{12,7}{70} \right)^2 \right)}} = 3,4 \text{ je větší než } k_p \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola na vruby



Obr. 5.30 – Obrázek výstupní hřídele s označených kritickým místem

Drážka pro těsné pero: $d_{12} = 50 \text{ mm}$, $d_{13} = 44,5 \text{ mm}$, $r = 0,6 \text{ mm}$, $\varepsilon_{mk} = 0,76$,
 $\varepsilon_{mo} = 0,82$, $\varepsilon_p = 0,85$

Tvarový součinitel: $\beta_o = 1,8$ pro ohyb viz. diagram 5.13

$$\frac{r}{d_{12}} = \frac{0,6}{50} = 0,02 \Rightarrow \beta_k = 3,1 \text{ pro krut viz. diagram 5.10} \quad (5.231)$$

Součiniteli vrubové citlivosti:

$$q_1(r, R_m) = q_1(0,6; 345) = 0,46; \quad q_2(r, R_e/R_m) = q_2(1; 345/600) = 0,48$$

$$\text{Pro ohyb: } q = \frac{q_1 + q_2}{2} = \frac{0,46 + 0,48}{2} = 0,47 \quad (5.232)$$

$$\text{Pro krut: } q = q_2 = 0,48$$

Vrubový součinitel:

$$\beta_o = 1 + q \cdot (\alpha_o - 1) = 1 + 0,47 \cdot (1,8 - 1) = 1,376 \quad (5.233)$$

$$\beta_k = 1 + q \cdot (\alpha_k - 1) = 1 + 0,48 \cdot (3,1 - 1) = 2,008 \quad (5.234)$$

Meze únavy skutečné součásti:

$$\sigma_{co(skut)} = \frac{(\sigma_{co} \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_{mo})}{\beta_o} = \frac{215 \cdot 0,85 \cdot 0,82}{1,376} = 108,9 \text{ MPa} \quad (5.235)$$

$$\tau_{ck(skut)} = \frac{(\tau_{ck} \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_{mk})}{\beta_k} = \frac{150 \cdot 0,85 \cdot 0,76}{2,008} = 48,3 \text{ MPa} \quad (5.236)$$

Napětí:

$$\sigma_{o13} = \frac{32 \cdot M_{o2(0,5)}}{\pi \cdot d_{13}^3} = \frac{32 \cdot 334\,316}{\pi \cdot 44,5^3} = 38,6 \text{ MPa} \quad (5.237)$$

$$\tau_{k13} = \frac{16 \cdot M_{k2(0,5)}}{\pi \cdot d_{13}^3} = \frac{16 \cdot 312\,605}{\pi \cdot 44,5^3} = 18,1 \text{ MPa} \quad (5.238)$$

Dílčí Bezpečnost:

$$k_{co} = \frac{\sigma_{co(skut)}}{\sigma_{o13}} = \frac{108,9}{38,6} = 2,8 \quad (5.239)$$

$$k_{ck} = \frac{\tau_{ck(skut)}}{\tau_{k13}} = \frac{48,3}{18,1} = 2,7 \quad (5.240)$$

Celková bezpečnost:

$$\frac{1}{k_c^2} = \frac{1}{k_{co}^2} + \frac{1}{k_{ck}^2} = \left(\frac{\sigma_{o13}}{\sigma_{co(skut)}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{k13}}{\tau_{ck(skut)}} \right)^2 \rightarrow k_c = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_{o13}}{\sigma_{co(skut)}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{k13}}{\tau_{ck(skut)}} \right)^2}} \quad (5.241)$$

$$k_c = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{38,6}{108,9} \right)^2 + \left(\frac{18,1}{48,3} \right)^2}} = 1,9 \text{ je větší než } k_p \rightarrow \text{vyhovuje.}$$

1. Osazení: $d_{12} = 50 \text{ mm}$, $d_{14} = 60 \text{ mm}$, $r = 1 \text{ mm}$, $\varepsilon_p = 0,85$, $\varepsilon_{mk} = 0,75$,
 $\varepsilon_{mo} = 0,79$

Tvarové součinitele:

$$\frac{r}{d_{12}} = \frac{1}{50} = 0,02 \quad (5.242)$$

$$\frac{d_{14}}{d_{12}} = \frac{60}{50} = 1,2 \Rightarrow \text{tvarový součinitel pro krut } \alpha_k = \mathbf{1,95}, \quad (5.243)$$

pro ohyb $\alpha_o = \mathbf{2,35}$

Součiniteli vrubové citlivosti:

$$q_1(r, R_m) = 0,55, q_2(r, R_e/R_m) = 0,52$$

$$\text{Pro ohyb: } q = \frac{q_1 + q_2}{2} = \frac{0,55 + 0,52}{2} = 0,535 \text{ ,} \quad (5.244)$$

$$\text{Pro krut: } q = q_2 = 0,52$$

Vrubový součinitel

$$\beta_o = 1 + q \cdot (\alpha_o - 1) = 1 + 0,535 \cdot (2,35 - 1) = 1,72 \quad (5.245)$$

$$\beta_k = 1 + q \cdot (\alpha_k - 1) = 1 + 0,52 \cdot (1,95 - 1) = 1,49 \quad (5.246)$$

Meze únavy skutečné součásti:

$$\sigma_{co(skut)} = \frac{(\sigma_{co} \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_{mo})}{\beta_o} = \frac{215 \cdot 0,85 \cdot 0,79}{1,72} = 83,9 \text{ MPa} \quad (5.247)$$

$$\tau_{co(skut)} = \frac{(\tau_{ck} \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_{mk})}{\beta_k} = \frac{150 \cdot 0,85 \cdot 0,75}{1,49} = 64,2 \text{ MPa} \quad (5.248)$$

Napětí:

$$\sigma_{o12} = \frac{32 \cdot M_{o2(0,5)}}{\pi \cdot d_{12}^3} = \frac{32 \cdot 334\,316}{\pi \cdot 50^3} = 27,2 \text{ MPa} \quad (5.249)$$

$$\tau_{k12} = \frac{16 \cdot M_{k2(0,5)}}{\pi \cdot d_{12}^3} = \frac{16 \cdot 312\,605}{\pi \cdot 50^3} = 12,7 \text{ MPa} \quad (5.250)$$

Dílčí Bezpečnost:

$$k_{co} = \frac{\sigma_{co(skut)}}{\sigma_{o12}} = \frac{83,9}{27,2} = 3,1 \quad (5.251)$$

$$k_{ck} = \frac{\tau_{ck(skut)}}{\tau_{k12}} = \frac{64,2}{12,7} = 5,4 \quad (5.252)$$

Celková bezpečnost:

$$\frac{1}{k_c^2} = \frac{1}{k_{co}^2} + \frac{1}{k_{ck}^2} = \left(\frac{\sigma_{o12}}{\sigma_{co(skut)}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{k12}}{\tau_{ck(skut)}} \right)^2 \rightarrow k_c = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_{o12}}{\sigma_{co(skut)}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{k12}}{\tau_{ck(skut)}} \right)^2}} \quad (5.253)$$

$$k_c = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{27,2}{83,9} \right)^2 + \left(\frac{12,7}{64,2} \right)^2}} = 2,7 \text{ je větší než } k_p \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.7.3 Hřídel pod hnanou řemenicí

$M_{o3(0,5)} = 112\,500 \text{ Nmm}$, $M_{k3(0,5)} = 484\,538 \text{ Nmm}$

Kontrola na mĕjivĕ napĕtĕ

Napĕtĕ:

$$\sigma_{o16} = \frac{32 \cdot M_{o3(0,5)}}{\pi \cdot d_{16}^3} = \frac{32 \cdot 112\,500}{\pi \cdot 45^3} = 12,6 \text{ MPa} \quad (5.254)$$

$$\tau_{k16} = \frac{16 \cdot M_{k3(0,5)}}{\pi \cdot d_{16}^3} = \frac{16 \cdot 484\,538}{\pi \cdot 45^3} = 27,1 \text{ MPa} \quad (5.255)$$

Dílčí bezpečnost:

$$k_{kII} = \frac{\tau_{DKII}}{\tau_{k1}} = \frac{210}{27,1} = 7,8 \quad (5.256)$$

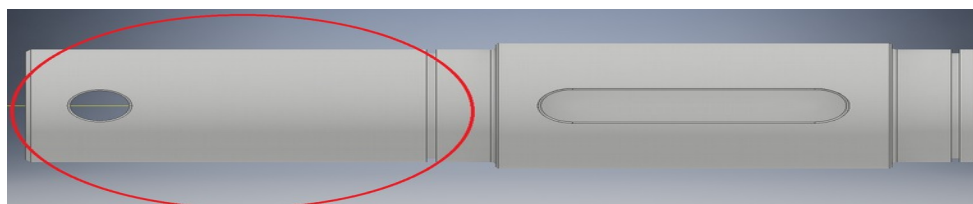
$$k_{oII} = \frac{\sigma_{DOII}}{\sigma_{o16}} = \frac{375}{12,6} = 29,8 \quad (5.257)$$

Celková bezpečnost:

$$\frac{1}{k_{II}^2} = \frac{1}{k_{oII}^2} + \frac{1}{k_{kII}^2} = \left(\frac{\sigma_{DOII}}{\sigma_{o16}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{DKII}}{\tau_{k16}} \right)^2 \rightarrow k_{II} = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{\sigma_{o16}}{\sigma_{DOII}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{k16}}{\tau_{DKII}} \right)^2}} \quad (5.258)$$

$$k_{II} = \frac{1}{\sqrt{\left(\left(\frac{12,6}{375} \right)^2 + \left(\frac{27,1}{210} \right)^2}} = 7,5 \text{ } k_{II} \text{ je větší než } k_p \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola na vruby



Obr. 5.30 – Obrázek hřídele pod hnanou řemenicí s označeným kritickým místem

Otvor pro kolík: $d_{16} = 45 \text{ mm}$, $d = 12 \text{ mm}$, $r = 0 \text{ mm}$, $\varepsilon_p = 0,77$, $\varepsilon_{mk} = 0,77$

Tvarový součinitel pro krut:

$$\frac{d}{d_{16}} = \frac{12}{45} = 0,266 \Rightarrow \alpha_k = 2,85 \text{ viz. diagram 9} \quad (5.259)$$

Součinitel vrubové citlivosti: $q = q_2(r, R_e/R_m) = q_2(0,500/800) = 0,33$ pro krut

Vrubový součinitel pro krut:

$$\beta_k = 1 + q \cdot (\alpha_k - 1) = 1 + 0,33 \cdot (2,85 - 1) = 1,6105 \quad (5.260)$$

Mez únavy skutečné součásti:

$$\tau_{ck(skut)} = \frac{(\tau_{ck} \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_{mk})}{\beta_k} = \frac{200 \cdot 0,85 \cdot 0,77}{1,6105} = 81,3 \text{ MPa} \quad (5.261)$$

Napětí v jednom otvoru:

$$\tau_k = \frac{M_{k3(0,5)}}{\left(\frac{\pi \cdot d_{16}^3}{16}\right) - \left(\frac{d \cdot d_{16}^2}{6}\right)} \cdot \left(\frac{1}{2}\right) = \frac{484\,538}{\left(\frac{\pi \cdot 45^3}{16}\right) - \left(\frac{12 \cdot 45^2}{6}\right)} \cdot \left(\frac{1}{2}\right) = 17,5 \text{ MPa} \quad (5.262)$$

$$\text{Maximální napětí: } \tau_{kmax.} = \alpha_k \cdot \tau_k = 2,85 \cdot 17,5 = 49,9 \text{ MPa} \quad (5.263)$$

Bezpečnost v krutu:

$$k_{ck} = \frac{\tau_{ck(skut)}}{\tau_{kmax.}} = \frac{81,3}{49,9} = 1,63 \text{ je větší než } k_p \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (5.264)$$

2. Osazení: $d_{18} = 50 \text{ mm}$, $d_{16} = 45 \text{ mm}$, $r = 1 \text{ mm}$, $\varepsilon_p = 0,94$, $\varepsilon_{mk} = 0,77$, $\varepsilon_{mo} = 0,73$

Tvarové součinitele:

$$\frac{r}{d_{16}} = \frac{1}{45} = 0,022 \quad (5.265)$$

$$\frac{d_{17}}{d_{16}} = \frac{50}{45} = 1,11 \Rightarrow \text{tvarový součinitel pro ohyb } \alpha_o = 2,35 \quad (5.266)$$

Pro krut $\alpha_k = 1,54$

Součiniteli vrubové citlivosti: $q_1(r, R_m) = 0,64$, $q_2(r, R_e/R_m) = 0,54$

$$\text{Pro ohyb: } q = \frac{q_1 + q_2}{2} = \frac{0,64 + 0,54}{2} = 0,59, \quad (5.267)$$

Pro krut: $q = q_2 = 0,54$

Vrubový součinitel:

$$\beta_o = 1 + q \cdot (\alpha_o - 1) = 1 + 0,59 \cdot (2,35 - 1) = 1,7965 \quad (5.268)$$

$$\beta_k = 1 + q \cdot (\alpha_k - 1) = 1 + 0,54 \cdot (1,54 - 1) = 1,2916 \quad (5.269)$$

Meze únavy skutečné součásti:

$$\tau_{ck(skut)} = \frac{(\tau_{ck} \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_{mk})}{\beta_k} = \frac{200 \cdot 0,94 \cdot 0,77}{1,2916} = 112,1 \text{ MPa} \quad (5.270)$$

$$\sigma_{co(skut)} = \frac{(\sigma_{co} \cdot \varepsilon_p \cdot \varepsilon_{mo})}{\beta_o} = \frac{280 \cdot 0,94 \cdot 0,73}{1,7965} = 107 \text{ MPa} \quad (5.271)$$

Napětí:

$$\tau_{k16} = \frac{16 \cdot M_{k3(0,5)}}{\pi \cdot d_{16}^3} = \frac{16 \cdot 484\,538}{\pi \cdot 45^3} = 27,1 \text{ MPa} \quad (5.272)$$

$$\sigma_{o16} = \frac{32 \cdot M_{o3(0,5)}}{\pi \cdot d_{16}^3} = \frac{32 \cdot 112\,500}{\pi \cdot 45^3} = 12,6 \text{ MPa} \quad (5.273)$$

Dílčí Bezpečnosti:

$$k_{co} = \frac{\sigma_{co(skut)}}{\sigma_{o16}} = \frac{107}{12,6} = 8,5 \quad (5.274)$$

$$k_{ck} = \frac{\tau_{ck(skut)}}{\tau_{k16}} = \frac{112,1}{27,1} = 4,1 \quad (5.275)$$

Celková bezpečnost:

$$\frac{1}{k_c^2} = \frac{1}{k_{co}^2} = \frac{1}{k_{ck}^2} = \left(\frac{\sigma_{co(skut)}}{\sigma_{o16}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{ck(skut)}}{\tau_{k16}} \right)^2 \rightarrow k_c = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{co(skut)}}{\sigma_{o16}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{ck(skut)}}{\tau_{k16}} \right)^2}} \quad (5.276)$$

$$k_c = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{12,6}{107} \right)^2 + \left(\frac{27,1}{107} \right)^2}} = 3,7 \text{ je větší než } k_p \rightarrow \text{vyhovuje}$$

5.8 Spojení těsnými pery

Spoj těsnými pery patří mezi pevná a rozebíratelná spojení bez poškození součástí. Spoj těsnými pery je jeden mnoha způsobů spojení. Dalšími typy spojení jsou třeba spoje šroubové, pomocí klínů nebo spoje drážkováním. Přenos výkonu je proveden tvarovými vazbami mezi hřídelí, perem a nábojem. Spoj je namáhán pouze kroutícím momentem a střížnou silou. Spoj těsnými pery je limitován maximálním počtem per, kterým je možno namontovat na spojované součásti (max. 3 pera otočená o 120°). V případě potřeby více per je vhodnější spoj drážkováním (rovnobokým, jemným nebo evolventním). Rozměry a materiál pera jsou normalizovány dle normy ČSN 42 2562. Dovolena napětí jsou pro nepohyblivé spoje ($\tau_{DS} = 70 \text{ MPa}$, $p_D = 120 \text{ MPa}$) viz skriptu Části strojů 1, strana 123.



Obr. 5.31 – Těsné pero zaoblené [34]

5.8.1 Návrh per

5.8.1.1 Vstupní hřídel - Pero pod 1. ozubené čelní kolo

$M_{k1} = 142\,093 \text{ Nmm}$, $d_2 = 44 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $b = 12 \text{ mm}$

Požadovaná délka pera:

$$l_p = \frac{4 \cdot M_{k1}}{p_D \cdot 0,45 \cdot h \cdot d_2} = \frac{4 \cdot 142\,093}{120 \cdot 0,45 \cdot 8 \cdot 44} = 29,9 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím délku } l_p = 32 \text{ mm} \quad (5.277)$$

$$\text{kontrola na stříh: } \tau_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{b \cdot l_p \cdot d_2} = \frac{2 \cdot 142\,093}{12 \cdot 32 \cdot 44} = 16,8 \text{ MPa} \leq \tau_{DS} \quad (5.278)$$

Pero 12e7 x 8 x 32 ČSN 02 2562

Pero pod 2. ozubené čelní kolo

$M_{k1} = 142\,093 \text{ Nmm}$, $d_2 = 44 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $b = 12 \text{ mm}$

Požadovaná délka pera:

$$l_p = \frac{4 \cdot M_{k1}}{p_D \cdot 0,45 \cdot h \cdot d_2} = \frac{4 \cdot 142\,093}{120 \cdot 0,45 \cdot 8 \cdot 44} = 29,9 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím délku } l_p = 32 \text{ mm} \quad (5.278)$$

$$\text{kontrola na stříh: } \tau_s = \frac{2 \cdot M_{k1}}{b \cdot l_p \cdot d_2} = \frac{2 \cdot 142\,093}{12 \cdot 32 \cdot 44} = 16,8 \text{ MPa} \leq \tau_{DS} \quad (5.279)$$

Pero 12e7 x 8 x 32 ČSN 02 2562

5.8.1.2 Výstupní hřídel - Pero pro řetězové kolo hnací

$M_{k2(0,5)} = 312\,605 \text{ Nmm}$, $d_3 = 50 \text{ mm}$, $h = 9 \text{ mm}$, $b = 14 \text{ mm}$

Požadovaná délka pera:

$$l_p = \frac{4 \cdot M_{k2(0,5)}}{p_D \cdot 0,45 \cdot h \cdot d_3} = \frac{4 \cdot 312\,605}{120 \cdot 0,45 \cdot 9 \cdot 50} = 51,5 \text{ mm} \rightarrow \text{Volím délku } l_p = 56 \text{ mm} \quad (5.280)$$

$$\text{kontrola na stříh: } \tau_s = \frac{2 \cdot M_{k2(0,5)}}{b \cdot l_p \cdot d_3} = \frac{2 \cdot 312\,605}{14 \cdot 56 \cdot 50} = 15,9 \text{ MPa} \leq \tau_{DS} \quad (5.281)$$

Pero 14e7 x 9 x 56 ČSN 02 2562

5.8.1.3 Hřídel pod hnanou řemenicí

$M_{k3(0,5)} = 484\,538 \text{ Nmm}$, $d_4 = 50 \text{ mm}$, $h = 9 \text{ mm}$, $b = 14 \text{ mm}$

$$l_p = \frac{4 \cdot M_{k3(0,5)}}{p_D \cdot 0,45 \cdot h \cdot d_4} = \frac{4 \cdot 484\,538}{120 \cdot 0,45 \cdot 9 \cdot 50} = 80 \text{ mm} \quad (5.282)$$

Volím 2 pera o délce 56 mm z konstrukčních důvodů.

$$\text{kontrola na stříh: } \tau_s = \frac{2 \cdot M_{k3(0,5)}}{b \cdot l_p \cdot d_4} = \frac{2 \cdot 484\,538}{14 \cdot 56 \cdot 50} = 24,7 \text{ MPa} \leq \tau_{DS} \quad (5.283)$$

Pero 14e7 x 9 x 56 ČSN 02 2562

5.9 Ložiska - $L_{hp} = 10\,000$ hodin

Ložiska jsou součástí zachycující rotační pohyb a síly v uložení. Spoje pomocí ložisek jsou pohyblivé a rozebíratelné. Ložiska mohou být opatřena i těsníci prvky pro větší životnost ložiska.

Rozdělení ložisek:

a) **Podle konstrukce:** radiální a axiální.

b) **Podle typu valivých tělísek:** kuličky, válečky, soudečky, kuželíky, jehličky.

c) Podle způsobu tření mezi valivými tělisky a kroužky: kluzná, valivá.

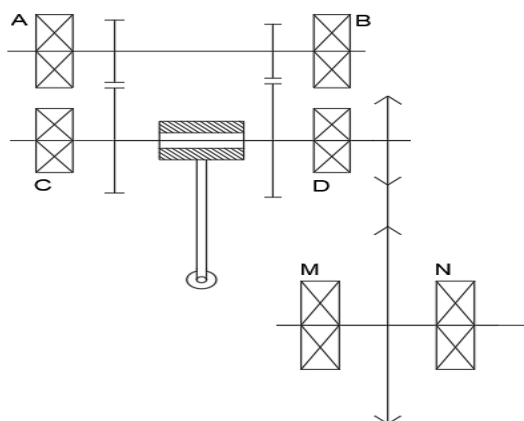
Kluzné ložisko se skládá z ložiskové pánve a domečku. Muže být i namontována i výstelka. Pro některé aplikace bývá jen využit ložiskový kroužek např. uložení klikové hřídele v motoru. Kluzná ložiska jsou vyráběna z materiálů s nízkým součinitelem tření (bronz, mosaz). Kluzná ložiska se proti valivým ložiskům se vyznačují tolerancí dynamických účinků a rázů. Dle potřeby mohou být mazána např. vazelinou, mazacím olejem a dalšími.

Valivé ložisko se skládá z vnitřního, vnějšího kroužku, valivých tělísek a klece. Vnitřní kroužek se dotýká hřídele. Vnější kroužek se dotýká náboje nebo základního rámu, resp. rámu uložení. Valivá tělíska se pohybují uspořádaně mezi kroužky v kleci. Jejich návrh, rozměry jsou normalizovány. Nevýhodou valivých ložisek je velká citlivost vůči rázům a dynamickým účinkům. Materiály ložisek jsou z ušlechtilých ocelí.



Obr.5.32 - Řez radiálním kuličkovým ložiskem s kosoúhlým stykem SKF- vlevo [35]]

Obr 5.33 – Kluzné pouzdro SKF z kompozitu – vpravo [36]



Obr. 5.34 – Schématický náčrt uložení ložisek

5.9.1 Vstupní hřídel

Pozice A - $F_r = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{(-464,9)^2 + (-1794,9)^2} = 1854,1 \text{ N}$,

$F_{r(0,5)} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{1595,9^2 + 4419,4^2} = 4698,7 \text{ N}$, $n_1 = 625 \text{ ot/min}$, $d_1 = 40 \text{ mm}$:

Střední hodnota ekvivalentního dynamického zatížení ložiska:

$$P_M = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^k P_i^p \cdot \left(\frac{q_i}{100}\right)} = \sqrt[p]{P_1^p \cdot \left(\frac{q_1}{100}\right) + P_2^p \cdot \left(\frac{q_2}{100}\right)} \quad (5.284)$$

$$P_M = \sqrt[3]{1854,1^3 \cdot \left(\frac{35}{100}\right) + 720^3 \cdot \left(\frac{65}{100}\right)} = 1352,4 \text{ N}$$

Volím radiální kuličkové ložisko 61908 (C= 13,7 KN)

Trvanlivost ložiska v miliónech otáčkách :

$$L_h = L \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) \rightarrow L = L_h \cdot \left(\frac{60 \cdot n_1}{10^6} \right) = 15\,000 \cdot \left(\frac{60 \cdot 625}{10^6} \right) = 563 \quad (5.285)$$

Základní dynamická zatížení:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m \rightarrow C = \sqrt[m]{L \cdot P} = \sqrt[3]{563 \cdot 1\,352,4\,N} = 11\,167\,N \quad (5.286)$$

Trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{hp} = \left(\frac{13,7}{1,352} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 625} = 27\,746\,hod \rightarrow \textbf{Vyhovuje.} \quad (5.287)$$

Pozice B - $F_r = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{465,3^2 + (-382,9)^2} = 602,6\,N$, $n_1 = 625\,ot/min$,
 $d_1 = 40\,mm$, $\alpha = 40^\circ$, $F_{r(0,5)} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{2737,2^2 + (-1235,1)^2} = 3041,1\,N$,
 $F_{a(0,5)} = 859,4\,N$, $F_a = 563,5\,N$,:

Poměry složek axiálních a radiálních jednotlivých reakcí:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{859,4}{2638} = 0,326 \leq 1,14 \Rightarrow F_r = P_M, \quad (5.288)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{563,5}{2638} = 0,214 \leq 1,14 \Rightarrow F_r = P_M \quad (5.289)$$

Volím kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem 7008-B-TVP (C= 26,6 KN)

Střední hodnota ekvivalentního dynamického zatížení ložiska:

$$P_M = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \left(\frac{q_i}{100} \right)} = \sqrt[p]{P_3^p \cdot \left(\frac{q_1}{100} \right) + P_4^p \cdot \left(\frac{q_2}{100} \right)} \quad (5.290)$$

$$P_M = \sqrt[3]{602,6^3 \cdot \left(\frac{35}{100} \right) + 3041,1^3 \cdot \left(\frac{65}{100} \right)} = 2638\,N$$

Trvanlivost ložiska v miliónech otáčkách:

$$L_h = L \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n} \right) \rightarrow L = L_h \cdot \left(\frac{60 \cdot n_1}{10^6} \right) = 15\,000 \cdot \left(\frac{60 \cdot 625}{10^6} \right) = 563 \quad (5.291)$$

Základní dynamické zatížení:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m \rightarrow C = \sqrt[m]{L \cdot P} = \sqrt[3]{563 \cdot 2638\,N} = 21\,783\,N \quad (5.292)$$

Trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{hp} = \left(\frac{26,6}{2,638} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 625} = 27\,339\,hod \rightarrow \textbf{Vyhovuje} \quad (5.293)$$

5.9.2 Výstupní hřídel

Pozice C - $F_r = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} = \sqrt{1692,4^2 + 1876,2^2} = 2526,7 \text{ N}$, $d_2 = 60 \text{ mm}$.

$F_{r(0,5)} = \sqrt{R_{Cy}^2 + R_{Cz}^2} = \sqrt{2304,5^2 + 872^2} = 2464 \text{ N}$, $n_2 = 568 \text{ ot/min}$, $n_{2(0,5)} = 284 \text{ ot/min}$:

Střední otáčky:

$$n_{M1} = \sum_1^k n_i \cdot \left(\frac{q_i}{100}\right) = n_2 \cdot \left(\frac{q_1}{100}\right) + n_{2(0,5)} \cdot \left(\frac{q_2}{100}\right) \quad (5.294)$$

$$n_{M1} = \left(568 \cdot \left(\frac{35}{100}\right)\right) + \left(284 \cdot \left(\frac{65}{100}\right)\right) = 383 \text{ ot/min}$$

Střední hodnota ekvivalentního dynamického zatížení:

$$P_M = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \left(\frac{n_i}{n_M}\right) \cdot \left(\frac{q_i}{100}\right)} = \sqrt[p]{\left(P_5^p \cdot \left(\frac{n_2}{n_{M1}}\right) \cdot \left(\frac{q_1}{100}\right)\right) + \left(P_6^p \cdot \left(\frac{n_{2(0,5)}}{n_{M1}}\right) \cdot \left(\frac{q_2}{100}\right)\right)} \quad (5.295)$$

$$P_M = \sqrt[3]{\left(2526,7^3 \cdot \left(\frac{568}{383}\right) \cdot \left(\frac{35}{100}\right)\right) + \left(2464^3 \cdot \left(\frac{284}{383}\right) \cdot \left(\frac{65}{100}\right)\right)} = 2497,8 \text{ N}$$

Volím Radiální kuličkové ložisko 6010 (C= 20,8 KN)

Trvanlivost ložiska v miliónech otáčkách:

$$L_h = L \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) \rightarrow L = L_h \cdot \left(\frac{60 \cdot n_M}{10^6}\right) = 15000 \cdot \left(\frac{60 \cdot 383}{10^6}\right) = 345 \quad (5.296)$$

Základní dynamické zatížení:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m \rightarrow C = \sqrt[m]{L \cdot P_M} = \sqrt[3]{345 \cdot 2497,8 \text{ N}} = 17519 \text{ N} \quad (5.297)$$

Trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{hp} = \left(\frac{20,8}{2,4978}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 383} = 25153 \text{ hod} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Pozice D - $F_r = \sqrt{R_{Dy}^2 + R_{Dz}^2} = \sqrt{(-3082,8)^2 + 154^2} = 3086,6 \text{ N}$, $n_2 = 625 \text{ ot/min}$,

$n_{2(0,5)} = 284 \text{ ot/min}$, $d_2 = 60 \text{ mm}$, $\alpha = 40^\circ$,

$F_{r(0,5)} = \sqrt{R_{Dy}^2 + R_{Dz}^2} = \sqrt{(-5488)^2 + 2114,8^2} = 5881,4 \text{ N}$, $F_{a(0,5)} = 859,4 \text{ N}$, $F_a = 563,5 \text{ N}$:

Poměry složek axiálních a radiálních jednotlivých reakcí:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{859,4}{4839,1} = 0,178 \leq 1,14 \Rightarrow F_r = P_M \quad (5.298)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{563,5}{4839,1} = 0,117 \leq 1,14 \Rightarrow F_r = P_M \quad (5.299)$$

Střední otáčky:

$$n_{M1} = \sum_1^k n_i \cdot \left(\frac{q_i}{100}\right) = n_2 \cdot \left(\frac{q_1}{100}\right) + n_{2(0,5)} \cdot \left(\frac{q_2}{100}\right) \quad (5.300)$$

$$n_{M1} = (568 \cdot (\frac{35}{100})) + (284 \cdot (\frac{65}{100})) = 383 \text{ ot/min} \quad (5.301)$$

Sřední hodnota ekvivalentního dynamického zatížení:

$$P_M = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot (\frac{n_i}{n_M}) \cdot (\frac{q_i}{100})} = \sqrt[p]{(P_7^p \cdot (\frac{n_2}{n_{M1}}) \cdot (\frac{q_1}{100})) + (P_8^p \cdot (\frac{n_{2(0,5)}}{n_{M1}}) \cdot (\frac{q_2}{100}))} \quad (5.302)$$

$$P_M = \sqrt[3]{(3086,6^3 \cdot (\frac{568}{383}) \cdot (\frac{35}{100})) + (5881,4^3 \cdot (\frac{284}{383}) \cdot (\frac{65}{100}))} = 4839,1 \text{ N}$$

Volím kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem 7210-B-JP (C= 37,5 KN)

Trvanlivost ložiska v miliónech otáček:

$$L_h = L \cdot (\frac{10^6}{60 \cdot n}) \rightarrow L = L_h \cdot (\frac{60 \cdot n_M}{10^6}) = 15\,000 \cdot (\frac{60 \cdot 383}{10^6}) = 345 \quad (5.303)$$

Základní dynamické zatížení:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m \rightarrow C = \sqrt[m]{L \cdot P_M} = \sqrt[3]{345 \cdot 4839,1 \text{ N}} = 33\,939 \text{ N} \quad (5.304)$$

Trvanlivost ložiska v hodinách:

$$L_{hp} = \left(\frac{37,5}{4,839}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 383} = 20\,252 \text{ hod} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (5.305)$$

Ložisko pod ozubeným kolem (bez redukce) - $d_7 = 65 \text{ mm}$, $n_2 = 568 \text{ ot/min}$,

$$F_r = \sqrt{F_{r2}^2 + F_{t2}^2} = \sqrt{847,8^2 + 2260,2^2} = 2413,9 \text{ N}, \quad F_{a2} = 563,5 \text{ N:}$$

Poměr axiální a radiální složky síly:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{563,5}{2413,9} = 0,233 \quad (5.306)$$

Volím jehlové ložisko K 72x80x20 SKF (C= 39,6 KN)

Trvanlivost v miliónech otáčkách:

$$L_h = L \cdot (\frac{10^6}{60 \cdot n}) \rightarrow L = L_h \cdot (\frac{60 \cdot n_2}{10^6}) = 15\,000 \cdot (\frac{60 \cdot 568}{10^6}) = 345 \quad (5.307)$$

Základní dynamické zatížení:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m \rightarrow C = \sqrt[m]{L \cdot P_M} = \sqrt[3]{345 \cdot 2\,413,9 \text{ N}} = 16\,925 \text{ N} \quad (5.308)$$

Trvanlivost v hodinách:

$$L_{hp} = \left(\frac{39,6}{2,413}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 568} = 329\,579 \text{ hod} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (5.309)$$

Ložisko pod ozubeným kolem (redukce)

$$d_7 = 65 \text{ mm}, n_{2(0,5)} = 284 \text{ ot/min}, F_r = \sqrt{F_{r4}^2 + F_{t4}^2} = \sqrt{1292,9^2 + 3446,8^2} = 3681,3 \text{ N} ,$$

$$F_{a4} = 859,4 \text{ N}$$

Poměr mezi axiální a radiální složkou síly z ozubeného kola:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{563,5}{2413,9} = 0,233 \quad (5.310)$$

Volím jehlové ložisko K 72x80x20 SKF (C= 39,6 KN)

Trvanlivost v miliónech otáčkách:

$$L_h = L \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) \rightarrow L = L_h \cdot \left(\frac{60 \cdot n_{2(0,5)}}{10^6}\right) = 15000 \cdot \left(\frac{60 \cdot 284}{10^6}\right) = 256 \quad (5.311)$$

Základní dynamické zatížení:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^m \rightarrow C = \sqrt[m]{L} \cdot P_M = \sqrt[3]{256} \cdot 3681,3 \text{ N} = 23375 \text{ N} \quad (5.312)$$

Trvanlivost v hodinách:

$$L_{hp} = \left(\frac{39,6}{3,681}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 284} = 153294 \text{ hod} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (5.313)$$

5.9.3 Hřídel s řetězovým kolem hnaným

$$\text{Pozice M a N} - F_r = \sqrt{R_{Ny}^2 + R_{Nz}^2} = \sqrt{R_{My}^2 + R_{Mz}^2} = \sqrt{1119,1^2 + 115^2} = 1125 \text{ N} ,$$

$$F_{r(0,5)} = \sqrt{R_{Ny}^2 + R_{Nz}^2} = \sqrt{R_{My}^2 + R_{Mz}^2} = \sqrt{2238,2^2 + 230^2} = 2250 \text{ N} , n_3 = 367 \text{ ot/min},$$

$$n_{3(0,5)} = 183 \text{ ot/min}, d = 45 \text{ mm}:$$

Střední otáčky:

$$n_{M2} = \sum_1^k n_i \cdot \left(\frac{q_i}{100}\right) = n_3 \cdot \left(\frac{q_1}{100}\right) + n_{3(0,5)} \cdot \left(\frac{q_2}{100}\right) \quad (5.314)$$

$$n_{M2} = \left(367 \cdot \left(\frac{35}{100}\right)\right) + \left(183 \cdot \left(\frac{65}{100}\right)\right) = 247 \text{ ot/min}$$

Střední hodnota ekvivalentního dynamického zatížení:

$$P_M = \sqrt[p]{\sum_1^k P_i^p \cdot \left(\frac{n_i}{n_M}\right) \cdot \left(\frac{q_i}{100}\right)} = \sqrt[p]{\left(P_9^p \cdot \left(\frac{n_3}{n_{M2}}\right) \cdot \left(\frac{q_1}{100}\right)\right) + \left(P_{10}^p \cdot \left(\frac{n_{3(0,5)}}{n_{M2}}\right) \cdot \left(\frac{q_2}{100}\right)\right)} \quad (5.315)$$

$$P_M = \sqrt[3]{\left(1125^3 \cdot \left(\frac{367}{247}\right) \cdot \left(\frac{35}{100}\right)\right) + \left(2250^3 \cdot \left(\frac{183}{247}\right) \cdot \left(\frac{65}{100}\right)\right)} = 1839,7 \text{ N}$$

Volím kuličkové ložisko 61909 (C = 14 KN)

Trvanlivost v miliónech otáček:

$$L_h = L \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n}\right) \rightarrow L = L_h \cdot \left(\frac{60 \cdot n_M}{10^6}\right) = 15000 \cdot \left(\frac{60 \cdot 247}{10^6}\right) = 222 \quad (5.316)$$

Základní dynamické zatížení:

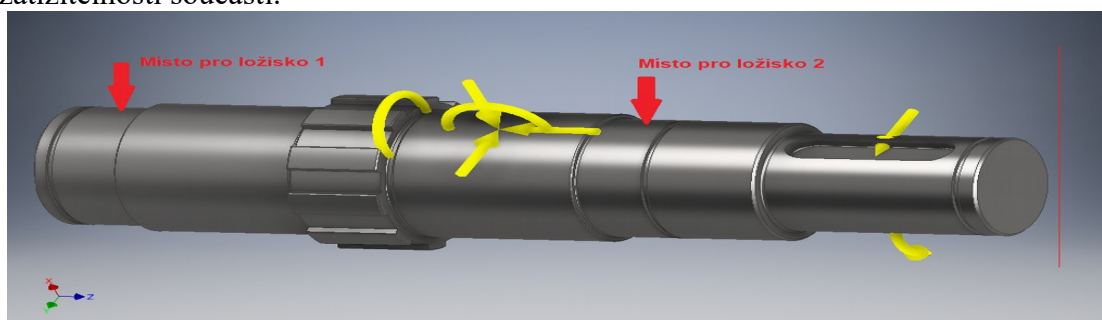
$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m \rightarrow C = \sqrt[m]{L \cdot P} = \sqrt[3]{222 \cdot 1839,7 \text{ N}} = 11\,140 \text{ N} \quad (5.317)$$

Trvanlivost v hodinách:

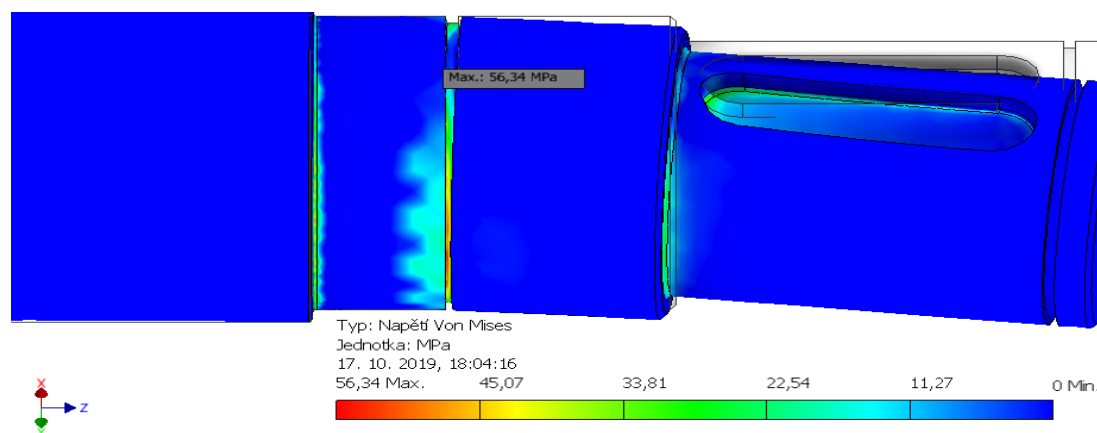
$$L_{hp} = \left(\frac{C}{P_M} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_M} = \left(\frac{14}{1,839} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 247} = 29\,771 \text{ hod} \rightarrow \text{Vyhovuje} \quad (5.318)$$

6 Kontrolní analýza hřídelí pomocí MKP (FEM) metody na výstupní hřídeli

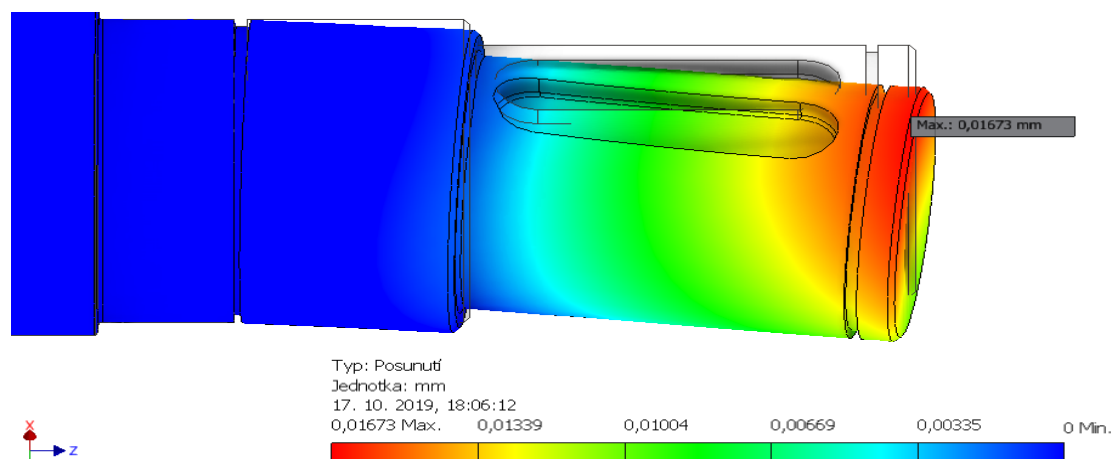
Analýza pomocí MKP (FEM) neboli Metody Konečných Prvků (Finite Element Method) je jednou z možností kontroly navrhovaných součástí. Také slouží jako kontrola správnosti výpočtu prováděná analyticky. Aby mohlo dojít k úspěšné simulaci se správným vyhodnocením, musí být vytvořen model společně se zavedením provozního zatížení dílu a definováním vazeb zaručující správnost výsledků. Model se následně podrobí numerické simulaci. Výsledek je grafické zobrazení součásti s oblastmi koncentrace napětí či deformace. Dle potřeby lze zobrazit i součinitel bezpečnosti součásti. Testovanou součástí je výstupní hřídel z důvodu největší zatížitelnosti součásti.



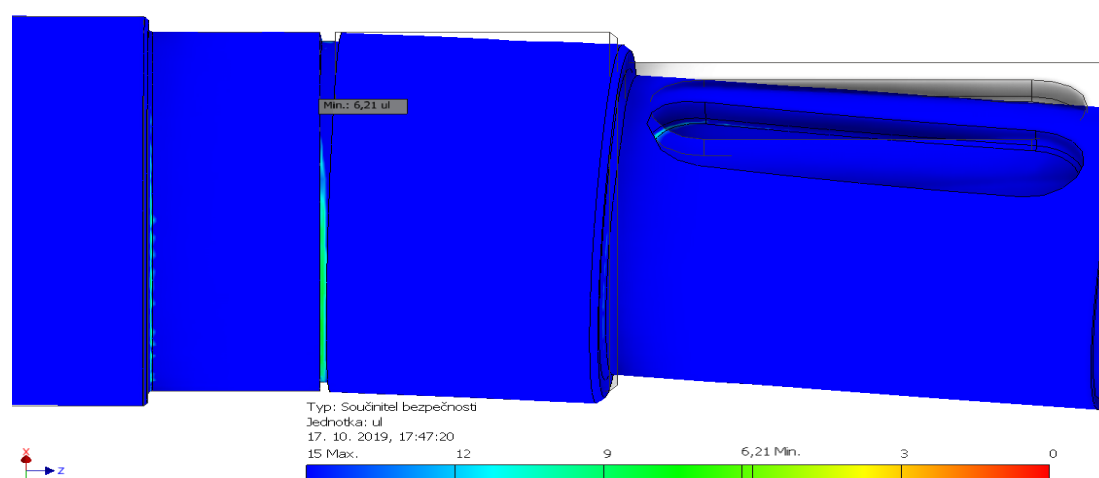
Obr. 5.35 – Příprava na simulaci (definování vazeb, sil a momentů)



Obr. 5.36 - Grafické zobrazení rozložení napětí podle HMH (Huber Mises Henky)



Obr. 5.37 - Grafické zobrazení deformace výstupní hřídele



Obr. 5.38 – Grafické zobrazení součinitele bezpečnosti

Největší napětí	Největší deformace	Nejmenší koeficient bezpečnosti
56.39 MPa	0,0166 mm	6,21

Tab 4.2. - Tabulka hodnot vycházející z simulace

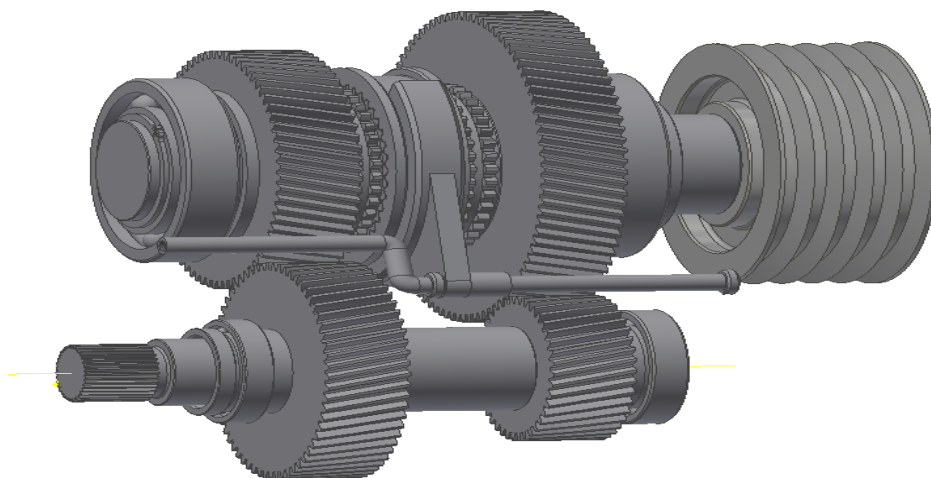
Z obr. 5.36 je vidět místo koncentrace největšího napětí s označenou hodnotou, která je zobrazena v tabulce. V tomto obrázku je vidět, že místo největší napětí je u ložiska v místě vrubu blíže řemenici. Z toho důvodu je potřeba při kontrolních analýzách věnovat také pozornost problémům s vruby.

Z obr. 5.37 je vidět oblast největších deformací s místem maximální deformace, které jsou dvojrozměrné, ale mnohem významnější je deformace v ose x, jejíž hodnota je v tabulce největších hodnot. Zároveň zde je potvrzen předpoklad významného zatížení od řemenice než od ozubených kol.

Z obr. 5.38 je zřejmé, že místo a velikost součinitele bezpečnosti poukazuje na potřebu při kontrolních analýzách věnovat také pozornost problémům s vruby. Velikost součinitele je určena s ohledem na další okolnosti spojené s odlišnými výpočetními postupy než u analytického výpočtu prováděného v dřívějších výpočtech kontrol na vruby. Hodnota součinitele bezpečnosti je zde vyšší než u analytického výpočtu. To znamená, že analytické výpočty jsou správné a velikost podle MKP odpovídá realitě.

7 Konstrukce celého pohonu s vodícím rámem

7.1 Integrovaný mechanický převod



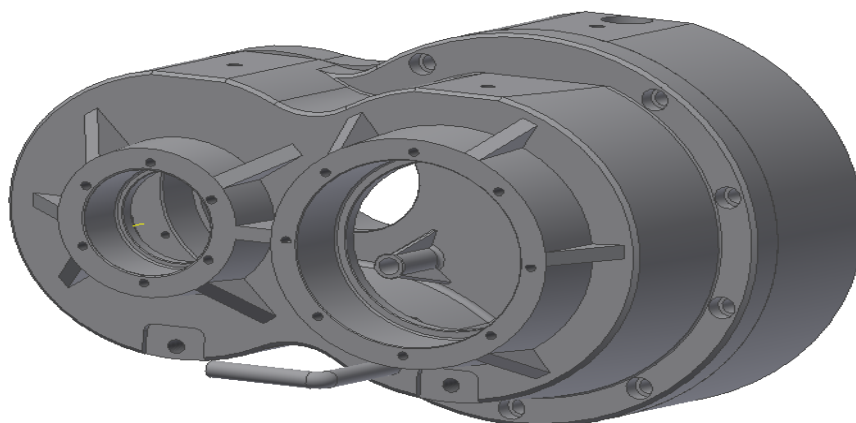
Obr. 7.1 - 3D model sestavy integrované mechanického převodu s řadícím mechanismem

7.2 Převodová skříně

V této práci jsou půlky převodové skříně zvoleny jako odlitky kvůli tvarové složitosti. Skříně takových rozměrů jako odlitek se vyrábí buď tlakovým litím do ocelových forem nebo gravitačním litím do pískové formy. Pro velmi tvarově komplikované odlitky je vhodné výroba odléváním.

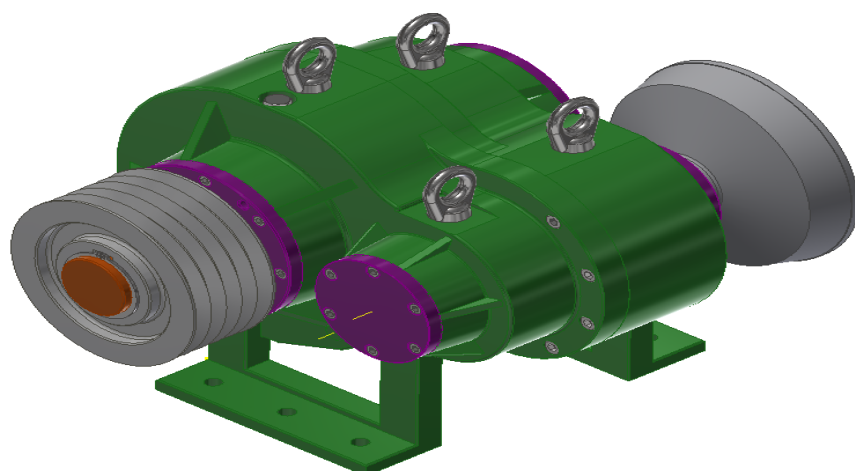
Odlévání pomocí gravitačního lití postupově a nákladově jedno z nejjednodušších (Cena jednoho kusu se pohybuje od tisíců do desítek tisíc korun). Je jedním z nejčastějších typů odlévání. Používají se zde netrvalé pískové formy, do kterých se na lije roztavená slitina. Po ztuhnutí je potřeba formu rozbít pro vyjmutí odlitku. Model sloužící jako jádro formy je vyroben obráběním. Podobný postup výroby je u odlévání do skořepinových forem.

Odlévání do kovových forem je vhodné pro hromadnou či sériovou výrobu odlitků kvůli vysokým nákladům obou částí forem (cena v desítkách až stovkách tisíců korun za jeden díl). Materiál, který má malou viskozitu, je vhodný pro odlévání do kovových forem např. hliník a jeho slitiny. Naopak materiál s velkou viskozitou je vhodný pro gravitační lití např. šedá litina.



Obr. 7.2 – 3D model sestavy převodových skříní

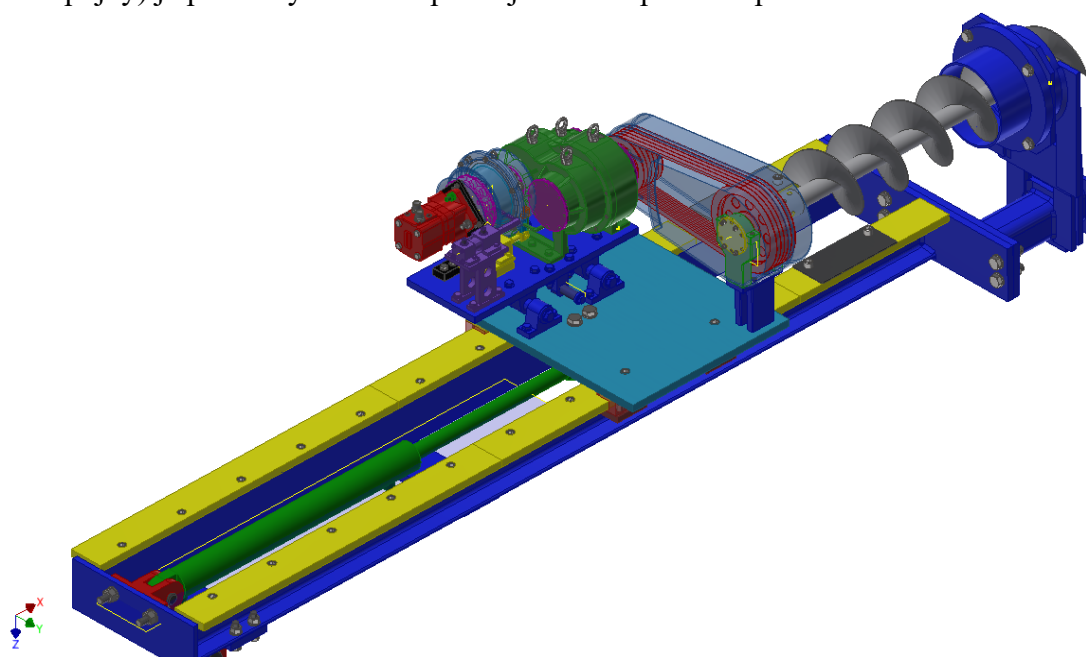
7.3 3D model převodovky



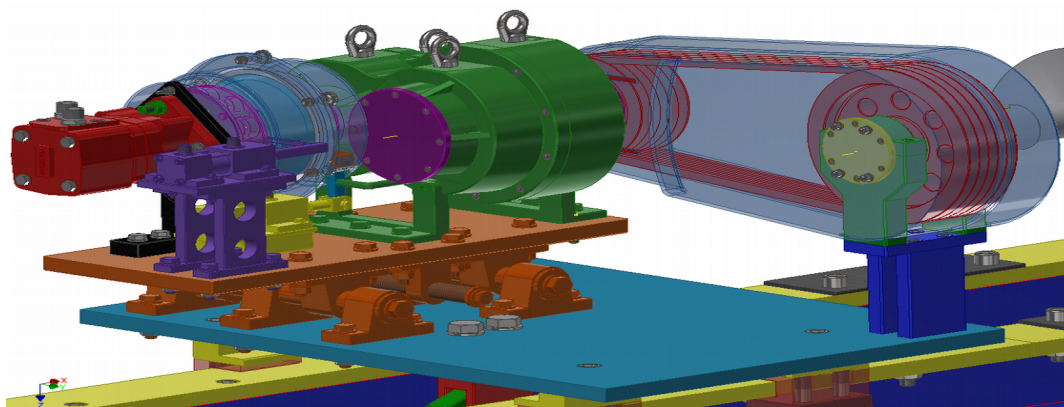
Obr. 7.3 – 3D model převodovky

7.4 Konstrukce vrtného pohonu

Hnací část pohonu skládající se z hydromotoru, kuželové třecí spojky, převodovky a hnací řemenice řemenového převodu je uložena posuvném základu, který lze nastavit pomocí závitové tyče pro dostatečné napnutí řemene. Hnaná část pohonu složená z hnané řemenice společně s hřídelí a půdním vrtákem je uložena pevně. Tyto části jsou uloženy na vodící rám Lafetu. Pohon je pohybuje po lafetě pomocí dvojčinného hydraulického pístu. Lafeta je vyrobena především jako svařenec složený z desek a tyčí profilu U. K ní jsou spojeny šroubovými spoji s vodícími ložemi, dorazy a adaptéry pro připojení hydraulické ruky. Lafeta je spojena šroubovými spoji s dopažovacím stolem. Dopažovací stůl je vytvořen jako svařenec složený z desek, tyčí tenkostěnného čtvercového průřezu a trubky. Ovládání pohonu (řazení rychlostí a ovládání kuželové třecí spojky) je pouze hydraulické pro zajištění bezpečnosti pracovníků.



Obr. 7.4 – 3D model vrtacího stroje



Obr. 7.5 – 3D model vrtacího pohonu s nastavitelným základem.

8 Ekonomické zhodnocení

Vrtná souprava je stroj s velkými vstupními náklady. V této práci je navržen pohon vrtné soupravy skládající se z hydromotoru s konstantním geometrickým objemem firmy Hydroma, kuželové třecí spojky, převodovky, řemenového převodu. Kotouče třecí spojky a půlky převodové skříně a řemenice jsou odlitky. Cena je v případě odlitků spekulativní. Cena odlitků se hlavně odvíjí od sériovosti výroby. Také zde záleží na použitém materiálu odlitku, technologii odlévání, velikosti a složitosti produktu a množstvím manipulace s nimi. Cena se zde může pohybovat od několika tisíc až do stovek tisíc Kč. V tomto případě jsou ceny odlitků kotoučů odhadovány. Ceny půlek převodové skříně se v nedají odhadnout kvůli již zmíněným důvodům. Ceny hřídelí a ozubených soukolí se odvíjí od použitých technologií, tvarové složitosti součástí a použitého vstupního materiálu daným konstruktérem. Z těchto důvodů jsou ceny obrobků také spekulativní. Ceny ozubených soukolí a hřídelí jsou odhadovány. Ceny součástí a dílů jsou uvedeny v tab. 8.1.

Položka	Cena
Hydromotor	6 146 Kč
Pružiny	1 410 Kč
Ložiska	5 183 Kč
Řemenový převod	5 685 Kč
Ozubená kola	5 000 Kč
Hřídele	3 500 Kč
Spojovací materiál	1 758 Kč
Těsnění	186 Kč
Kotouče spojky	6 000 Kč
Vnitřní ložiskové kroužky	1 455 Kč

Tab. 8.1 – Tabulka výše nákladů pohonů

Z tabulky 8.1 je vidět citelný zásah cen spojkových kotoučů do ceny pohonu. Dalšími významnými položkami jsou ložiska a ložiskové kroužky. Zde byla snaha vyhledat v internetových obchodech ložiska od výrobců, které jsou zmíněné v předešlých návrzích ložisek. Cena hydromotoru s zadaným výkonem je v porovnání s jeho elektrickým ekvivalentem nižší (elektromotor 7.5 kW 1AL132M-4, výrobce Výbo electric, cena 8 990 Kč). Celkové náklady počítané bez odlitků převodové skříně nejsou vysoké.

9 Závěr

V této bakalářské práci je hlavním cílem návrh a konstrukce integrovaného mechanického převodu pro pohon mobilní vrtné soupravy určenou na půdní vrtání do hloubky do 30 metrů s maximálním průměrem vrtání 200 mm a maximální rotací vrtáku 360 otáček za minutu s redukcí otáček na 180 otáček za minutu. Jako vedlejší cíl je provedena konstrukce pohonu a vodícího rámu s dopažovacím stolem.

Práce obsahuje úvod do technologií půdního vrtání se seznámením vrtacích strojů. Následují návrhy čelního ozubení se šikmými zuby s výpočty rozměrů kol a pastorků. Následuje návrh řemenového převodu společně s výpočty sil v převodu. Za ním jsou návrhy hřídelí, které se skládají z výpočtu reakcí v uloženíh hřídele a vzniklých ohybových momentů působících na hřídele při jednotlivých provozních zatíženíh zakončené návrhy minimálních průměrů hřídelů. Následují návrhy dalších součástí (kotoučové spojky s přitlačnými pružinami, drážkování na vstupní a výstupní hřídeli, pojistného kolíku). Následují kontroly jednotlivých hřídelí na míjivá napětí a na únavová napětí v místech vrubů v kritických místech hřídelí. Následují pak návrhy rozměrů drážek v hřídelích pro těsná pera s kontrolou na střih a na tlak. Předposlední částí jsou návrhy ložisek na trvanlivost v hodinách, která převyšuje požadovanou trvanlivost danou autorem. Návrhy ložisek jsou prováděny pomocí katalogu výrobce ložisek [4]. Po návrzích ložisek je provedena kontrola hřídele pomocí Metody Konečných Prvků v systémovém prostředí Autodesk Inventor 2017. V tomto prostředí je prováděna simulace nejvíce namáhané součásti v převodovce výstupní hřídele. Výstupem simulace je grafické zobrazení rozložení napětí a deformace a součinitele bezpečnosti s tabulkou výsledných hodnot a slovním doplněním.

Následují ukázky vlastního 3D modelu pohonu vrtacího stroje s dílčími ukázkami vlastních 3D modelů součástí či sestav součástí (mechanický převod s řadicím mechanismem, převodová skříň, převodovka). K výpočtové zprávě jsou vytvořeny výkres sestavy pohonu vrtné soustavy s kusovníkem, výkres podsestavy integrovaného mechanického převodu s kusovníky a tři výrobní výkresy vybraných součástí (výstupní hřídel, ozubený čelní pastorek redukční a víko). Dále je v práci ekonomické zhodnocení. K této práci jsou vytvořeny přílohy (kontrola ozubených kol na únosnost, tabulky, schémata a diagramy, které jsou použity pro návrh ozubených kol a jejich kontrolu na únosnost, výkonu hydromotoru, průměrů hřídelů, kolíku a kontrolu hřídelí na vrubové účinky).

Seznam příloh

1. Kontrola ozubených kol
2. Tabulky, diagramy a schémata
3. Výrobní výkresy ozubeného soukolí, výstupní hřídele a víka
4. Výkres sestavy převodovky s kusovníkem
5. Výkres sestavy pohonné jednotky s kusovníkem

Seznam zdrojů

1. PEŠÍK, Lubomír (2010). Části strojů, stručný přehled, 1. díl. Liberec: Technická univerzita v Liberci.
2. PEŠÍK, Lubomír (2010). Části strojů, stručný přehled, 2. díl. Liberec: Technická univerzita v Liberci.
3. LEINVEBER, Jan; Vávra, Pavel. Strojnické tabulky, páté upravené vydání. Úvaly: Albra.
4. Ložiska byly voleny z katalogu výrobce ložisek Schaeffler: Ložiska, hydraulika | Arkov.cz [08.03.2019]. Dostupné z: [https://www.arkov.cz/getattachment/e9f6bc83-f454-465f-8b7e-0dcd6947cc31/Hlavni-katalog-INA-FAG-\(EN\)](https://www.arkov.cz/getattachment/e9f6bc83-f454-465f-8b7e-0dcd6947cc31/Hlavni-katalog-INA-FAG-(EN))
5. Tabulka modulů ozubených kol:
Jak zjistit modul ozubeného kola? | M.L. Gear Designs. [cit.09.02.2019]. Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/jak-zjistit-modul-ozubeneho-kola>
6. skripta Návrh a pevnostní výpočet čelních a kuželových ozubených kol, od doc. Ing. Miroslava Bureše
7. Skripta Kuželová kola s šikmými a zakřivenými zuby od doc. Ing. Ludvíka Prášila
8. Skripta kontroly hřídele z hlediska únavy, doc. Ludvík Prášil CS.c
9. Zeměvrtná technika (mobilní vrtací soupravy) od firmy Jano, dostupné na: <http://www.jano.cz/>
10. Informace o vrtání do země a strojích tomu určených, dostupné na: <http://geologie.vsb.cz/TECHHLDOB/hlubinneVrtani/vrtani/technikaPraci.html>
11. Konstrukční uspořádání pohonu vrtné hlavy od firmy Bohrtrade, dostupné na: http://bohrtrade.cz/wp-content/uploads/kestazeni/VH900_CZ.pdf
12. Informace o vrtné přenosné soupravě, dostupné na: <http://www.praga-haiti.cz/praga-haiti/nase-technika/vrtna-souprava-slve-81>
13. Seznam používané zeměvrtné techniky touto firmou, dostupné na: http://baugeo.cz/?page_id=50

Seznam webových zdrojů

14. Seznam dodávaných orbitových hydromotorů společně s jejich katalogy, dostupné na: <https://www.hydroma.cz/hydromotory/orbitove-hydromotory/ms/>
15. Informace o mobilní vrtné soupravě, konstrukčně podobné jako u soupravy od firmy Jano, dostupné na: <https://www.mascus.cz/stavebni-stroje/mobilni-vrtna-souprava/nemek-510ts/f04x63h1.html>
16. Informace o mobilní vrtné soupravě uložené na nákladním autě, dostupné na: <https://geoprobe.com/7822dt-direct-push-rotary-rig>

17. Zeměvrtná technika od firmy Bauer, dostupné na:
<https://www.bauer.de/bma/>

Seznam odkazů

18. [1] Troll A [cit. 08.04.2019]. Dostupné z:
<https://twistedsifter.com/2015/09/troll-a-tallest-structure-ever-moved-by-mankind/>
19. [2] Liebherr LB 28, Použité vybavení a těžká technika [cit. 20.02.2019]. Dostupné z: <https://www.mascus.cz/stavebni-stroje/velke-vrtaci-stroje/liebherr-lb-28/b0a4cyb4.html>
20. [3] Zahradní technika a zahradní nářadí za dobré ceny [cit. 08.02.2019]. Dostupné z: <https://www.fuxtec.cz/product/pudni-jamkovac-fuxtec-fx-eb152-vcetne-vrtaku-o-prumeru-100150200-mm/#description>
21. [4] Půdní vrták Bystron [cit. 20.02.2019]. Dostupné z: <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/28/pudni-vrtak/vyrobek/60/pudni-vrtak/>
22. [5] Půdní vrták Bobcat [cit. 20.02.2019]. Dostupné z: <https://www.bobcat.cz/pudni-vrtak>
23. [6] Vrtný stroj připojený k zadní hydraulické ruce bagru JCB [cit. 08.04.2019]. Dostupné z: <https://www.jcb.com/en-gb/products/backhoe-loaders/pilingmaster>
24. [7] Mobilní vrtná souprava HVS 1xx | JaNo s.r.o. - Zeměvrtná technika [cit. 08.04.2019]. Dostupné z: <http://www.jano.cz/cz/produkty/hvs-1xx>
25. [8] Vertikální vrtný stroj Bauer BG 55 BS 115. [cit. 08.04.2019]. Dostupné z: <https://www.bauer.de/bma/Produkte/drehbohrgeraete-premiumline/BG-55-BS-115/>
26. [9] Mobilní vrtná souprava HVS 6xx | JaNo s.r.o. - Zeměvrtná technika [cit. 20.02.2019]. Dostupné z: <http://www.jano.cz/cz/produkty/vrtne-soupravy-rady-6>
27. [10] Mobilní vrtná souprava uložená na podvozku Mercedes Sprinter HVS 137 | JaNo s.r.o. - Zeměvrtná technika [cit. 20.02.2019]. Dostupné z: <http://www.jano.cz/cz/reference/hvs-137%20Mercedes>
28. [11] Vrtané studny Znojmo, [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: <http://www.studny-znojmo.cz/>
29. [12, 13] Dopažovací stoly | JaNo s.r.o. - Zeměvrtná technika [cit. 14.03.2019]. Dostupné z: <http://www.jano.cz/cz/produkty/dopazovaci-stoly>
30. [14] Metoda vrtání Kelly. [cit. 08.04.2019]. Dostupné z: <https://www.bauer.de/bma/Verfahrensuebersicht/Bohrverfahren/Kellybohrverfahren/>
31. [15] Nástroj pro vrtání Kelly. [cit. 08.04.2019]. Dostupné z: <https://www.bauer.de/bma/Produkte/uebersicht-zubehoer-fuer-drehbohrgraete/Kellystangen/>
32. [16] Vertikální vrtný stroj Bauer BG 30 BT 80. [cit. 08.04.2019]. Dostupné z: <https://www.bauer.de/bma/Produkte/drehbohrgeraete-valueline/BG-30-BT-80/>
33. [17] Metoda vrtání FDP, | Ground Developments. Ground Developments | Soil Stabilisation, Deep Soil Mixing & Piling [cit. 22.10.2019].

- Dostupné z: <https://grounddevelopments.co.uk/piling/displacement-piling/>
34. [18] Metoda vrtání CCFA [cit. 08.04.2019]. Dostupné z: <https://www.bauer.de/bma/Verfahrenuebersicht/Bohrverfahren/Verrohrte-s-Endlosschneckenbohren-CCFA/>
 35. [19] Vertikální vrtný stroj Bauer BG 45 BS 95. [cit. 08.04.2019]. Dostupné z: <https://www.bauer.de/bma/Produkte/drehbohrgeraete-premiumline/BG-45-BS-95/>
 36. [20] Metoda vrtání CFA. [08.04.2019]. Dostupné z: <https://www.bauer.de/bma/Verfahrenuebersicht/Bohrverfahren/Schnecke-nortbetonverfahren-SOB/>
 37. [21] Vertikální vrtný stroj Bauer BG 38 BS 80. [cit. 08.04.2019]. Dostupné z: <https://www.bauer.de/bma/Produkte/drehbohrgeraete-valueline/BG-38-BS-80/>
 38. [22] Hydromotor orbitový. [cit. 10.02.2019]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/hydromotor-orbitovy-21916.html>
 39. [23] ELUC. [22.10.2019]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1476>
 40. [24], [26], [27] Vrtáky půdní firmy Bauer, [cit. 23.10.2019]. Dostupné z: https://www.bauer.de/export/shared/documents/pdf/bma/datenblatter/Drilling_Tools_and_Casings_DE_EN_905_502_1.pdf
 41. [25] Zemní vrták, půdní vrták, vrtací souprava minibagr, Digga - inzerce, prodám – Hyperinzerce.cz. Stroje - inzerce strojů, bazar na obráběcí stroje, stavební stroje, zemědělskou techniku, manipulační techniku a jiné stroje [cit. 23.10.2019]. Dostupné z: <https://stroje.hyperinzerce.cz/vrtaci-soupravy/inzerat/12267069-zemni-vrtak-pudni-vrtak-vrtaci-souprava-minibagr-digga-nabidka-novy-jicin/>
 42. [28] Vrtné dláto firmy Tecotrade, [online]. Dostupné z: http://www.tecotrade.cz/Soubory/dv_4.htm
 43. [29] Půdní vrták používaný metodou FDP, [cit. 23.10.2019]. Dostupné z: https://www.bauer.de/export/shared/documents/pdf/bma/datenblatter/FDP_Full_Displacement_Pile_System_DE-EN_905_785_1.pdf
 44. [30] Vrtané studny vám zajistí dostatek kvalitní vody po celý rok - Dům a Interiér. Dům a Interiér - pro vaše bydlení [cit. 23.10.2019]. Dostupné z: <https://www.dum-a-interier.cz/vrtane-studny-vam-zajisti-dostatek-kvalitni-vody-cely-rok/>
 45. [31] Perforované a plnostěnné pažnice gweVERTI z PVC-U, Tepelná čerpadla a kompaktní těsnění od GE-TRA s.r.o. [cit. 23.10.2019]. Dostupné z: <https://www.ge-tra.cz/katalog/studny-paznice/perforovane-a-plnostenne-paznice-gweverti-z-pvc-u>
 46. [32] vše o stavebních strojích pro zemní práce. bagry.cz - vše o stavebních strojích pro zemní práce [cit.23.10.2019]. Dostupné z: <http://bagry.cz/cze/content/search?SearchText=smykové>
 47. [33] Mini Excavator – Bobcat E20. *Equipment Rental - Tool Rental - GP Equipment Rentals Lubbock*, Great Plains Equipment Rentals
 48. [cit. 23.10.2019]. Dostupné z: <https://gprentals.com/product/mini-excavator-bobcat-e20/>
 49. [34] Těsná pera, DIN 6885A, bez povrchové úpravy, různé rozměrové varianty. ObchodProDilnu.cz [cit. 23.10.2019]. Dostupné z:

<https://www.obchodprodilnu.cz/pero-tesne-din-6885a-bez-upravy-9186.html>

50. [35] SKF 7230 BCBM ložisko kuličkové jednořadé s kosoúhlým stykem | Arkov.cz. *Ložiska, hydraulika* [cit. 23.10.2019]. Dostupné z: <https://www.arkov.cz/p/7230-bcbm-lozisko-kulickove-jednorade-s-kosouhlym-stykem-skf-19985>
51. [36] SKF PCM 505560 M pouzdro kluzné, kompozit POM | Arkov.cz. *Ložiska, hydraulika* [cit 23.10.2019]. Dostupné z: https://www.arkov.cz/p/pcm-505560-m-pouzdro-kluzne-kompozit-pom-skf-30527?gclid=EAIaIQobChMI3KKMo42j5QIVAp7VCh1DUAicEAQYBSABEgKh1PD_BwE